



UNIVERSIDAD CARLOS III

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: ESP. MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO Y ANÁLISIS
TÉRMICO DE UNA
PLANTA TERMOSOLAR
DE RECEPTOR
CENTRAL SITUADA EN
LA COMUNIDAD DE
MADRID**

Autor: Pedro Gadea Higuero

Tutor: Antonio Acosta Iborra

Octubre 2015

ÍNDICE

	Pág
1. RESUMEN DEL PROYECTO.	8
2. INTRODUCCIÓN	9
2.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO	9
2.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO	13
2.3 ETAPAS Y HERRAMIENTAS PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO	15
3. ENERGÍA SOLAR Y CENTRALES DE RECEPTOR CENTRAL	17
3.1 TIPOS DE ENERGÍA SOLAR	17
3.1.1 ENERGÍA FOTOVOLTAICA.	17
3.1.2 ENERGÍA SOLAR DE CONCENTRACIÓN.	17
3.2 CENTRALES SOLARES INSTALADAS	20
3.3 CENTRALES SOLARES DE RECEPTOR CENTRAL	24
4. MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS TUBOS DE LA TORRE	27
4.1 DISEÑO DE PARTIDA	27
4.2 DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE HELIÓSTATOS	30
4.3 DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE RADIACIÓN Y CONVENCION EN LOS TUBOS	36
4.3.1 RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE.	47
5. MODELOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR Y EN EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	49
5.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	49
5.2 DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	57
5.3 DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE LAS SALES	68
6. DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR	70
6.1 EL CICLO RANKINE	70
6.2 DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR	75
7. MERCADO ELÉCTRICO ESPAÑOL	78
8. INVERSIÓN NECESARIA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA CENTRAL TERMOSOLAR	80
9. RESULTADOS	83
9.1 RESULTADOS DE LA RADICACIÓN INCIDENTE EN LA TORRE Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SAL	85
9.1.1 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 0 m/s	85
9.1.2 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 5 m/s	92
9.1.3 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 10 m/s	93
9.1.4 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 15 m/s	94
9.1.5 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 20 m/s	94
9.2 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR	97
9.2.1 SOBRECALENTADOR	98
9.2.2 EVAPORADOR	99
9.2.3 PRECALENTADOR	100
9.3 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE CALOR	102
9.4 RESULTADOS OBTENIDOS PARA TODA LA PLANTA	111
9.4.1 RENDIMIENTO TOTAL DE LA CENTRAL	112
9.4.2 RENDIMIENTO DEL RECEPTOR	113
9.4.3 RENDIMIENTO DEL CICLO DE VAPOR	114
9.5 AHORRO DE EMISIONES DE CO ₂ A LA ATMÓSFERA.	115
10. CONCLUSIONES	116
10.1 RESUMEN DE LOS PRINCIPALES RESULTADOS	116
10.2 CRÍTICA A LOS RESULTADOS OBTENIDOS	121
10.3 COSTE DE REALIZACIÓN DEL PROYECTO	122
10.4 LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN	123
11. BIBLIOGRAFÍA	124
ANEXOS	
ANEXO 1: PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL ÁNGULO TOTAL DE REFLEXIÓN	126
ANEXO 2: REPRESENTACIÓN DEL ÁNGULO TOTAL DE REFLEXIÓN EN FUNCIÓN DE LA LATITUD	128
ANEXO 3: PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE LA RADIACIÓN INCIDENTE	133
ANEXO 4: PROGRAMA PARA EL DISEÑO Y ANÁLISIS DEL SOBRECALENTADOR	134
ANEXO 5: PROGRAMAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AGUA Y DE LA SAL	136
ANEXO 6: PROGRAMA DESARROLLADO PARA EL PROCESO ITERATIVO DE CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LOS TUBOS DEL RECEPTOR.	138

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág
Figura 1: Distribución de la producción eléctrica española	11
Figura 2: Distribución de la potencia de generación eléctrica instalada en España	12
Figura 3: Panel fotovoltaico	18
Figura 4: Colector de cilindros parabólicos	19
Figura 5: Central de foco puntual Disco Stirling	20
Figura 6: Vista aérea de la central PS20, situada en Sanlúcar la Mayor (Sevilla)	20
Figura 7: Construcción de la planta Gemasolar en Fuentes de Andalucía	23
Figura 8: Localización de las centrales termoeléctricas en España (diciembre 2013)	24
Figura 9: Esquema de los principales componentes de una central solar de torre	26
Figura 10: Vista superior del receptor	28
Figura 11: Vista del receptor en la que se aprecian los haces de tubos, así como las entradas y salidas de la sal	29
Figura 12: Cuadrícula de la colocación de los helióstatos	32
Figura 13: Colocación de los ángulos formados por los rayos de sol incidente y reflejado	33
Figura 14: Cálculo del ángulo total de reflexión	34
Figura 15: Ayuda para el cálculo del valor del ángulo total de reflexión.	35
Figura 16: Reflexión de los rayos solares sobre la torre	37
Figura 17: Dispersión de la radiación reflejada por los helióstatos	38
Figura 18: Zona de incidencia de los rayos solares y ejemplo de su correspondiente forma de las iso-líneas de irradiación procedente de cada espejo	39
Figura 19: Geometría supuesta para el estudio de la transferencia de calor en el receptor	41
Figura 20: Esquema de intercambio de radiación	41
Figura 21: Circuito térmico equivalente de la radiación solar	42
Figura 22: Variación de la producción de energía en función del sistema de almacenamiento	53
Figura 23: Irradiación recibida, energía almacenada y potencia generada en varios días consecutivos de verano	54
Figura 24: Esquema del sistema de almacenamiento de calor	55
Figura 25: Intercambiadores de calor de tubos concéntricos	58
Figura 26: Intercambiadores de calor de flujo cruzado sin aletas y con aletas	59
Figura 27: Intercambiador de calor de tubos y carcasa, con un solo paso por la carcasa y por los tubos	59
Figura 28: Varios modelos de intercambiador de tubos y carcasa	60
Figura 29: Tipos de intercambiadores de calor compactos	61
Figura 30: Factores de corrección para un intercambiador de calor de carcasa y tubo	63
Figura 31: Esquema de representación de la distancia entre tubos dentro de un intercambiador	66
Figura 32: Esquema de los circuitos de los fluidos que compondrán la central solar	69
Figura 33: Diagrama p-V de un fluido líquido	72
Figura 34: Diagrama p-V y el esquema de un ciclo Rankine	72
Figura 35: Turbina de vapor utilizada en la industria energética	74
Figura 36: Esquema del campo de helióstatos	117
Figura 37: Configuración general de una unidad intercambiador de calor de tubo-carcasa	119
Figura 38: Esquema de la posición y las dimensiones de cada uno de los tres intercambiadores	119

ÍNDICE DE GRÁFICAS

	Pág
Gráfico 1: Ángulo total de reflexión calculado	36
Gráfico 2: Radiación solar incidente en el municipio de Aranjuez	49
Gráfico 3: Evolución del precio del MWh. en el año 2010	80
Gráfico 4: Evolución del precio del MWh. en el año 2012	80
Gráfico 5: Inversión necesaria para el campo solar	82
Gráfico 6: Inversión necesaria para el sistema de almacenamiento térmico	82
Gráfico 7: Inversión necesaria para el ciclo de potencia	83
Gráfico 8: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 576 W/m ²	87
Gráfico 9: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 765 W/m ²	88
Gráfico 10: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 861 W/m ²	88
Gráfico 11: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 537 W/m ²	89
Gráfico 12: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 250 W/m ²	90
Gráfico 13: Radiación recibida por los tubos del receptor en su parte central en función de la radiación solar recibida.	90
Gráfico 14: Radiación recibida por el tubo situado en la posición 125 del receptor en función de la radiación solar	91
Gráfico 15: Temperatura de los tubos en las condiciones climáticas más desfavorables en las que se puede encontrar la central	92
Gráfico 16: Temperatura de los tubos del panel situado al este del receptor.	93
Gráfico 17: Evolución de la temperatura de salida de la sal para una misma radiación solar en función de la velocidad del viento	97
Gráfico 18: Sal acumulada en el sistema de almacenamiento térmico en función de la radiación solar incidente	108
Gráfico 19: Comparación de la intensidad de radiación solar y la sal acumulada en el sistema de almacenamiento térmico en los meses de noviembre y de agosto	110
Gráfico 20: Variación del periodo de funcionamiento de la central, en función de si está instalado el sistema de almacenamiento térmico o no.	111
Gráfico 21: Rendimiento de la central, tanto si está instalado el sistema de almacenamiento térmico como si no lo está	113
Gráfico 22: Rendimiento del receptor en función de la radiación solar incidente	115
Gráfico 23: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 600 W/m ²	118
Gráfico 24: Evolución del rendimiento mensual de la central	121

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág
Tabla 1: Tabla de parámetros utilizados en el proceso iterativo	47
Tabla 2: Propiedades de los materiales utilizados para almacenamiento térmico sensible	51
Tabla 3: Propiedades de materiales usados para almacenamiento de calor latente	51
Tabla 4: Reacciones de materiales de almacenamiento termo-químico	52
Tabla 5: Características del campo de helióstatos	84
Tabla 6: Características de la torre y del receptor	85
Tabla 7: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 5 m/s	94
Tabla 8: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 10 m/s	95
Tabla 9: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 15 m/s	95
Tabla 10: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 20 m/s	96
Tabla 11: Propiedades del sobrecalentador de la central solar	100
Tabla 12: Propiedades del evaporador de la central solar	101
Tabla 13: Propiedades del precalentador de la central solar	102
Tabla 14: Propiedades del intercambiador de calor de la central solar	102
Tabla 15: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en invierno	105
Tabla 16: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada	105
Tabla 17: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en primavera	106
Tabla 18: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada	106
Tabla 19: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en primavera	107
Tabla 20: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada	108
Tabla 21: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en primavera	109
Tabla 22: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada	109
Tabla 23: Características principales del ciclo de vapor	120
Tabla 24: Estimación del coste de realización del proyecto	123

ÍNDICE DE NOTACIÓN

A	Área del intercambiador de calor
A_h	Área del helióstato
A_p	Área del helióstato proyectada sobre el suelo
A_t	Área de los tubos del receptor
β	Ángulo con respecto al suelo, que forma la dirección helióstato-torre
C_p	Calor específico
D	Distancia del helióstato al receptor central
D_e	Diámetro equivalente del intercambiador de calor
d'	Distancia proyectada en el suelo del helióstato al receptor
d_t	Diámetro de los tubos del receptor
δ	Ángulo de azimut solar
ε	Ángulo complementario de la latitud
ε_r	Emisividad del receptor central
E_x	Potencia térmica transmitida por radiación hacia una superficie del receptor
E_{exc}	Energía almacenada en el sistema de almacenamiento
$F_{x,x}$	Factores de forma del receptor central entre el cielo (s), tubos (t) y pared refractaria (r)
G	Radiación reflejada por los helióstatos
γ	Ángulo con respecto a la dirección sur de la tierra, que forma el rayo helióstato-torre
H_0	Altura desde el suelo al punto de proyección del rayo reflejado por el helióstato
H_x	Radiación recibida por superficie en el receptor
h	Coeficiente de transferencia de calor
h_{cc}	Coeficiente de transferencia de calor de flujo cruzado
h_{nc}	Coeficiente de transferencia de calor de convección natural
I_H	Irradiación reflejada por cada helióstato
I_p	Irradiación reflejada por cada helióstato por unidad de superficie
\tilde{I}_0	Irradiación solar
I_R	Irradiación recibida por el receptor
J	Radiosidad
k_x	Conductividad térmica
\dot{m}_{sal}	Gasto másico de sal
N_a	Número de tubos por haz
NTU	Número de Unidades de Transferencia
N_u	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
q_x	Calor transmitido por superficie en el receptor
R_a	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
R_{TC}	Resistencia térmica de contacto de un intercambiador
S_D, S_L, S_T	Separación diagonal, longitudinal y transversal de un banco de tubos
S_s	Sección efectiva del intercambiador de calor
t	Tiempo
T	Temperatura
ΔT_L	Diferencia logarítmica media de temperaturas del intercambiador de calor
U	Coeficiente global de transferencia de calor
v	Velocidad
W	Potencia
2θ	Ángulo de reflexión
σ_i	Dispersión de los rayos proyectados por los helióstatos
ρ	Densidad
μ_x	Viscosidad dinámica

1) RESUMEN DEL PROYECTO

El proyecto se enfoca al uso de la energía solar para la producción de energía eléctrica. En concreto, se centrará en las centrales solares térmicas de concentración con receptor central.

Para el tipo de central que se va a analizar, el proyecto describe y diseña los principales componentes (campo de helióstatos, receptor central, intercambiador de calor, sistema de almacenamiento térmico y ciclo de potencia) y analiza la configuración más conveniente así como las dimensiones que ha de tener cada componente.

La central de receptor central se ha diseñado en el proyecto para una localización en la Comunidad de Madrid (España), en concreto en el municipio de Aranjuez, con el objetivo de comprobar la viabilidad operativa de este tipo de centrales en el centro de la península ibérica donde la concentración de la demanda energética es elevada.

Con los datos de radiación solar recibida en esta ubicación y tras el diseño de todos los componentes principales, la central diseñada consta de una turbina capaz de generar 20,16MW de potencia y su periodo de funcionamiento teniendo en cuenta el sistema de almacenamiento térmico es de 6050 horas anuales aproximadamente. Con estos datos, la central termosolar es capaz de producir al cabo del año 121,96 GWh. La instalación de una central de estas características permite evitar la emisión a la atmósfera de 45246 toneladas de CO₂.

1) ABSTRACT

The present Bachelor Graduation Thesis is focused on solar energy for the production of electric power. In particular, the Thesis focuses on solar thermal plants equipped with a tower central receiver.

The Thesis describes the major components of a central tower power plant (heliostat field, central receiver, heat exchanger, storage system and power cycle) and selects the most suitable arrangement and dimensions for each component.

The solar plant is designed for being installed in the community of Madrid, more specifically in the town of Aranjuez, with the aim of analysing the viability of this kind of power plants in the center of the Iberian Peninsula, in which the energy demand is high.

Using the data of solar irradiation at this location, and after designing the main components of the solar power plant, the results show that the plant is capable of generating 20,16MW of electric power with an operation period of 6050 hours when the thermal storage system is employed. With these figures the annual electric production of the solar power plant 121,96 GWh, which avoids the emission into the atmosphere of 45246 tons of CO₂.

2) INTRODUCCIÓN

2.1) MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El ser humano se encuentra enclavado en una civilización que se ha convertido a lo largo del paso de los años en una sociedad de consumo en la que sus integrantes tienden a buscar el confort y la comodidad. Dicha búsqueda de bienestar, lejos de estabilizarse, crece en el tiempo.

Para encontrar su bienestar el ser humano ha utilizado a lo largo del tiempo los recursos que encuentra a su alrededor. Sin embargo, esto tiene un gran problema, el planeta Tierra es finito y, por lo tanto, todos sus recursos también lo son. Este aspecto ha pasado de ser un problema teorizado a suponer una realidad que amenaza a la continuidad de la civilización actual.

El planeta Tierra se podría comparar con un “gran depósito” que en el inicio de los tiempos se encontraba lleno: petróleo, carbón, gas, madera, minerales. Materias primas que el ser humano necesita para construir su mundo y de las cuales podía obtener energía. El problema es que si se utiliza el contenido de este “depósito” y no se repone, al final se encuentra vacío. En esta tesitura es en la que se encuentra el ser humano ahora.

La primera solución que podría plantearse para resolver este problema sería no seguir extrayendo materia prima de él, acción que resulta muy difícil, por no usar el término *imposible*. Por ello solo existe otra alternativa capaz de funcionar en la práctica que es usar el “depósito” con mucha inteligencia mediante las siguientes opciones.

- Sustitución de los recursos que se agotan por otros que sean infinitos o inagotables (como es el caso de las energías renovables)
- Uso de los recursos extraídos tantas veces como sea posible (reciclado)
- Creación de productos mucho más eficientes sobre todo desde el punto de vista energético.

Otro gravamen del problema es la superpoblación que existe en el planeta, éste hecho provoca una aceleración en la extracción de recursos. En un principio, el “depósito” abastecía a unos pocos pobladores, por lo que la extracción era fácilmente sostenible. Según pasaban los años, la población mundial aumentó y la exigencia de recursos también lo hizo, pero se llegó a un equilibrio. El planeta era capaz de reponer a la misma velocidad a la que se extraía. En la actualidad, a la naturaleza le es imposible reponerse a la velocidad a la que se extrae. Por ejemplo: la masa forestal del planeta se tala mucho más rápido de lo que es capaz de crecer.

En el contexto de la búsqueda de posibles soluciones a los problemas antes mencionados, la comunidad internacional ha decidido centrar esfuerzos en una de las posibles soluciones más prometedoras, las energías renovables. En este sentido, España está realizando grandes avances en

el desarrollo y la implantación de las energías renovables, ya que su territorio es relativamente escaso en fuentes de energía de origen fósil y esto plantea un gran problema energético.

La producción de energía para el año 2013 (según Red Eléctrica Española), como se aprecia en el gráfico de la Figura 1, estuvo distribuida de la siguiente forma: cogeneración y resto 12,4%, ciclo combinado 9,6%, carbón 14,6%, nuclear 21,0% y energías renovables 42,4%.

La composición de la energía producida por las fuentes renovables, según la misma fuente, queda de la siguiente manera: eólica 21,1%, térmica renovable 2,0%, solar fotovoltaica 3,1%, solar termoeléctrica 1,8% e hidráulica 14,4%.

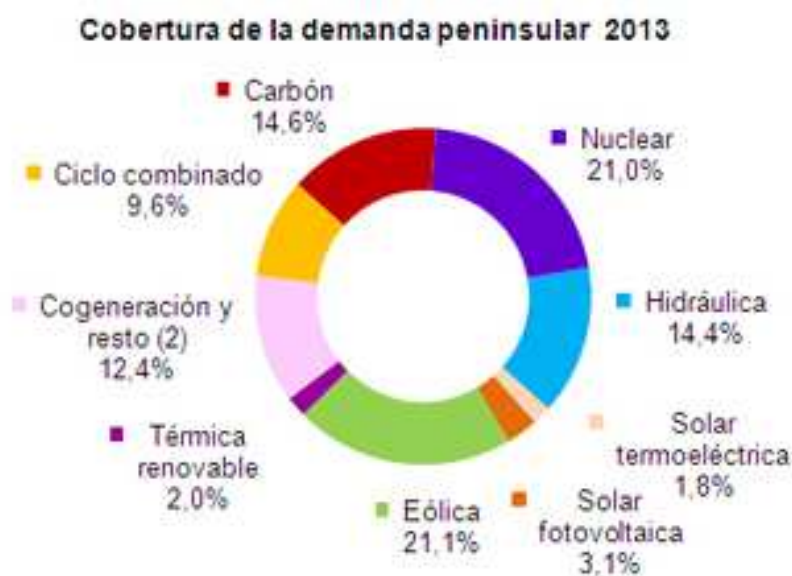


Figura 1: Distribución de la producción eléctrica española.

Fuente REE

Dentro de la energía, el presente proyecto se va a centrar en la producción de energía eléctrica. En España la potencia instalada en diciembre de 2013 se detalla en el gráfico de la figura 2. Analizando este figura, se aprecia que casi el 50% de la potencia instalada en España es de origen renovable (térmica renovable 1,0%, eólica 22,2%, solar fotovoltaica 4,3%, solar termoeléctrica 2,2% e hidráulica 19,4%).

Es aquí donde se encuentra el principal problema energético español. Con esta distribución de la generación de energía se observa el gran peso que tiene la energía nuclear. Este dato supone una gran contrariedad dada la gran inquietud que generan las centrales nucleares ya que el combustible nuclear (uranio) posee un alto potencial de contaminación ambiental y se padece un gran problema de gestión de los residuos derivados de la fisión del citado combustible.

Potencia instalada a 31 de diciembre del 2013 (102.281 MW)

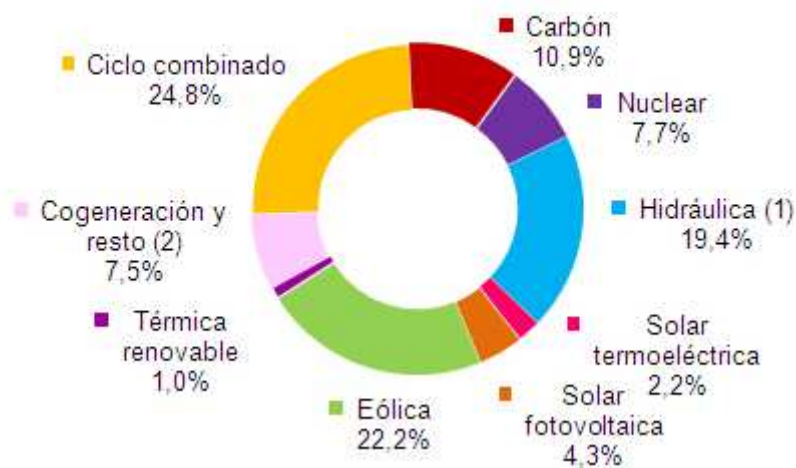


Figura 2: Distribución de la potencia eléctrica instalada en España.

Fuente: SEE, Red Eléctrica de España y CNE

En los sistemas de obtención de energía usando carbón, gas (ya sea natural o licuado del petróleo) y petróleo existen dos principales problemas:

1º) Producen gran cantidad de CO₂, por lo que se expulsan gases de efecto invernadero. Este acto provoca el calentamiento global y el incumplimiento del protocolo de Kyoto. Con ello el Estado Español debería comprar derechos de emisión de este gas, lo cual produciría un gran aumento del precio de la electricidad.

2º) Los combustibles fósiles no se encuentran en España, o son muy escasos, como es el caso del petróleo y del gas natural, por lo que se deben de importar del extranjero. Esto supone un gran problema ya que existe una gran dependencia de otros países pues es necesario comprarles los combustibles. Los costes de estos combustibles pueden oscilar en función de muchas variables (guerras, pactos económicos, etc.), provocando una gran inestabilidad en el mercado energético.

Sin embargo, el caso del carbón es diferente debido a que alrededor del 30% de carbón que se consume en España es obtenido en minas que se encuentran en el país. El principal problema del combustible nacional es que es de muy baja calidad y su extracción es muy complicada. Debido a esto, su uso sólo es viable económicamente con el apoyo del dinero público. Por lo tanto, se tiene que importar carbón del exterior, lo que provoca que se siga dependiendo energéticamente del exterior.

Debido a estos problemas, España necesita un gran avance en el campo de las energías renovables. Principalmente dicho avance ha de realizarse en la solar y la eólica, ya que la hidroeléctrica se encuentra limitada por el número de acuíferos que admiten su implantación y por la escasez de precipitaciones.

La energía eólica está bastante desarrollada e implantada en nuestra sociedad, suponiendo más de un 10% de la energía consumida en España. Por el contrario, la energía solar se está empezando a implantar tanto en el ámbito industrial como en el personal.

Uno de los principales hitos en la obtención de electricidad derivada de la energía solar en el ámbito industrial se consiguió en España en el año 2007 con la inauguración de la primera central comercial termo-solar de receptor central, la PS10. Desde ese año se han puesto en funcionamiento varias centrales más de este mismo tipo.

En lo que respecta a las centrales de colectores parabólicos, su implantación comercial de grandes dimensiones comenzó en el año 2008, con la instalación de la central Andasol 1, cuya capacidad de generación es de 50MW. En la actualidad en España, se encuentran instalados más de 2000MW.

Para el presente proyecto se ha elegido una central de receptor central. La elección está basada en que este tipo de centrales poseen un mayor potencial de desarrollo tanto en términos de rendimiento, pues se alcanzan mayores temperaturas, como en términos de cantidad de potencia generada por una central.

2.2) OBJETIVOS DEL PROYECTO

En este proyecto se analizará la viabilidad desde el punto de vista térmico de la instalación de una central solar de torre central en la Comunidad de Madrid, España. Para ello se utilizarán los datos de insolación y meteorológicos correspondientes a la latitud y al clima de dicha Comunidad.

En dicho análisis los cálculos se realizarán en régimen cuasi-estacionario. Esto quiere decir que, se utilizarán valores característicos de la radiación solar para cada época del año (invierno, verano y primavera-otoño), dejando el análisis transitorio para un posterior desarrollo del proyecto.

Existen dos grandes tipos de centrales solares de torre: centrales con generación directa de vapor, en cuya torre se calienta directamente el vapor de agua de un ciclo de vapor, y centrales que operan con sales inorgánicas fundidas, en cuya torre se calienta un flujo de sal fundida que después se hace pasar por un intercambiador de calor para calentar el vapor de agua del ciclo de vapor. El proyecto se va a realizar de una central que opera con sales fundidas. Esta elección es debida a que los rendimientos y las potencias obtenidas son mucho mayores, ya que permite alcanzar temperaturas más elevadas y facilita la acumulación de calor con la misma sal fundida que circula por la torre.

El desarrollo del proyecto se divide en varias fases, cada una de ellas posee un objetivo específico según se detalla continuación:

- 1) Diseño de un campo de helióstatos. En esta fase del proyecto se obtendrá el número de helióstatos necesarios, así como la colocación más adecuada de los mismos con respecto a la torre para optimizar el calentamiento de la sal.
- 2) Diseño de la torre y receptor central. Se analiza la altura de la torre más adecuada y el número de tubos del receptor situado en la misma por los que circula la sal a calentar.
- 3) Cálculo de temperatura de salida de la sal. Para ello, se calculará la radiación reflejada sobre la torre y se obtendrá el calor absorbido por la sal en los tubos.
- 4) Diseño del ciclo de vapor. Para este objetivo se seleccionarán, en función de las temperaturas de salida de la sal de la torre, los parámetros que definen el comportamiento termodinámico del ciclo de vapor para la producción de potencia de la central.
- 5) Diseño del intercambiador de calor. Con relación a los parámetros antes fijados se diseñará el intercambiador de la central. La función del intercambiador es la de calentar y evaporar el agua del ciclo hasta que alcance las condiciones requeridas en la turbina de potencia de la central.
- 6) Diseño del sistema de almacenamiento térmico. En esta fase del proyecto se diseñará un sistema capaz de almacenar la energía térmica sobrante del ciclo en horas de máxima

insolación. Dicha energía térmica sobrante será utilizada cuando la radiación solar no permita el funcionamiento de la central.

- 7) Cálculo de la potencia extraída en la central. En esta fase se calculará la potencia útil (potencia eléctrica) que produce la central termosolar. Ello permitirá realizar una primera estimación del ahorro de CO₂ que permite la central en comparación con una central convencional de combustible fósil de la misma potencia.
- 8) Valoración de la viabilidad de la central desde el punto de vista termodinámico. En esta última fase se analizará la viabilidad de la central termosolar estudiada a la luz de los rendimientos obtenidos.

2.3) ETAPAS Y HERRAMIENTAS REQUERIDAS PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO.

Para cumplir los objetivos anteriores del proyecto se ha seguido la metodología de trabajo que se describe en los puntos siguientes:

- 1) El primer paso a la hora de la realización del proyecto, es adquirir conocimientos sobre la energía solar y su utilización en centrales solares. Para ello se ha utilizado el libro “Solar engineering of thermal processes” escrito por Jhon A. Duffie.
- 2) La forma de obtener energía es a través de la radiación solar. Por ello se han consultado los capítulos dedicados a la transferencia de calor por radiación “Fundamentos de transferencia de calor” de F. P. Incropera y D.P. Hewitt.
- 3) Después de este proceso de consulta bibliográfica previa al comienzo de la realización del proyecto, se ha comenzado con el desarrollo del trabajo. Para ello se ha usado el entorno de programación Matlab V7.0 (de la empresa MathWorks), que además es una herramienta que permite no solo el cálculo sino la realización de gráficas de resultados. Con esta herramienta de programación se han construido los códigos de cálculo que han conducido a la resolución del proyecto.
- 4) Cálculo de la radiación reflejada sobre la torre, utilizando las relaciones trigonométricas de orientación solar y los valores de irradiación pertenecientes a la Comunidad de Madrid. Estos últimos valores de la radiación solar son proporcionados por la Comisión Europea a través del Instituto para la Energía y el Transporte (IET).
- 5) Para el cálculo de la temperatura de salida de la sal de la torre se ha recurrido a las correlaciones empíricas de transferencia de calor por convección (adquiridas del capítulo 6 del libro “Fundamentos de transferencia de calor” de F.P. Incropera y D.P. Hewitt) y a las ecuaciones de los balances de energía aplicados al receptor que se encuentra situado en la torre.
- 6) En el cálculo y diseño del intercambiador de calor se ha seguido la metodología propuesta en el capítulo 11 del libro “Fundamentos de la transferencia de calor” de F.P. Incropera y D.P. DeWitt.
- 7) Para el diseño del ciclo de vapor y cálculo de la potencia útil se ha empleado la teoría de la asignatura “Termodinámica Industrial”, cursada en el primer curso de Ingeniería Técnica Industrial: Esp. Mecánica en la Universidad Carlos III de Madrid.

- 8) Construcción del informe de resultados. Los resultados derivados de los cálculos anteriores se han incluido en la memoria del proyecto y se han analizado justificadamente para ayudar a comprender el funcionamiento, prestaciones y viabilidad térmica de la central solar diseñada.

3) ENERGÍA SOLAR Y CENTRALES DE RECEPTOR CENTRAL.

3.1) TIPOS DE ENERGÍA SOLAR

Como el proyecto se fundamenta en la energía solar, a continuación se describen brevemente las diferentes formas de producir energía a través del sol. La primera clasificación y más genérica que se puede realizar es atendiendo a la naturaleza de la transformación de la radiación solar en energía eléctrica; es decir, energía solar de concentración y energía fotovoltaica.

3.1.1 ENERGÍA FOTOVOLTAICA.

La energía fotovoltaica, también conocida como girovoltaica, se produce en los módulos, paneles o colectores fotovoltaicos (ver figura 3). Estos aparatos están formados por diodos (dispositivos semiconductores), que al recibir la radiación solar se excitan y generan pequeños saltos eléctricos produciendo una pequeña diferencia de potencial entre sus extremos. La colocación en serie de muchos de estos diodos es lo que genera la corriente eléctrica continua. Dicha corriente es transformada en corriente alterna e inyectada a la red de suministro para ser consumida por los usuarios.



Figura 3: Panel fotovoltaico

Fuente: Mario Antonio Lopes, [http://malopes.com/energia_solar_fotovoltaica.php]

3.1.2 ENERGÍA SOLAR DE CONCENTRACIÓN.

La energía solar de concentración, como bien indica su nombre, se basa en concentrar la radiación solar en una zona, en la cual se calentará un fluido. Éste puede ser: una sal, aire presurizado o vapor de agua. En función del fluido que se caliente, éste se introducirá directamente en la turbina (vapor de agua) o se pasará por un intercambiador de calor (sal o aire presurizado)

para calentar el vapor de agua que se introducirá en la turbina, con el fin de generar electricidad. En función de como se concentre la radiación solar incidente, las centrales de concentración pueden clasificarse en: sistemas de foco lineal y de foco puntual.

Las centrales de foco lineal son también conocidas como centrales de cilindros parabólicos (ver figura 4). Estas centrales recogen la radiación solar a través de unos espejos que tienen forma parabólica, en cuyo foco se coloca una tubería a través de la cual circulará el fluido térmico (normalmente es un aceite térmico). Dicho fluido va aumentando su temperatura según atraviesa la tubería, debido a la radiación reflejada por los espejos, llegando a alcanzar temperaturas de hasta 390°C.



Figura 4: Colector de cilindros parabólicos.

Fuente: [<http://bullicius.files.wordpress.com/2010/10/solar-termica.jpg>]

Las centrales de foco puntual lo que hacen es concentrar la radiación reflejada en un elemento receptor de dimensiones reducidas en comparación con los espejos. Este elemento suele estar fabricado a partir de materiales sofisticados y caros que permitan una mejor absorción de la energía solar. Por el interior del receptor circula un fluido térmico que es el que absorbe la radiación reflejada. Dicho fluido térmico puede ser diferente del fluido de trabajo del ciclo de potencia de la central, lo cual requiere que la planta disponga de un intercambiador de calor para transferir la potencia térmica del fluido térmico al fluido de trabajo. Por ejemplo, en la configuración de torre central pueden usarse sales fundidas como fluido térmico, mientras que el fluido de trabajo del ciclo de potencia puede ser vapor de agua. Así, el flujo de sales fundidas tras salir del receptor de la torre se dirige hacia un intercambiador de calor, en el cual se genera el vapor de agua que hace falta para mover la turbina de un ciclo de vapor, que será la que hace girar el alternador para producir energía eléctrica. Como posteriormente se detallará, esta es la configuración elegida para el presente proyecto.

Las centrales de foco puntual se pueden clasificar en dos tipos:

- 1) Centrales de Disco-Motor (*Stirling*). Se caracterizan porque tienen un concentrador (espejo) parabólico de gran diámetro y un motor de combustión externa del tipo *Stirling* (ver figura 5). El espejo realiza el seguimiento solar reflejando los rayos sobre el plano focal, obteniendo un mapa de energía concentrada. El motor *Stirling* tiene dos características muy importantes: es de combustión externa y tiene un alto rendimiento termodinámico.



Figura 5: Central de foco puntual Disco Stirling.

Fuente: [<http://opex-energy.com/termosolares/stirling%20termosolar.jpg>]

- 2) Centrales de torre central o de receptor central. Son el tipo de planta más común dentro de las de foco puntual (ver figura 6). Debido a que el presente proyecto está basado en una central de este tipo, en el apartado 3.3 se detallará la composición y el funcionamiento de los principales componentes de la central.



Figura 6: Vista aérea de la central PS20, situada en Sanlúcar la Mayor (Sevilla), que es la segunda central solar de torre en ser construida en España.

Fuente: [http://www.abengoa.es/web/es/negocio/energia/electricidad_solar/termosolar/index.html] y [<http://resources.solarprojobs.com/wp-content/uploads/2009/05/ps20.jpg>] respectivamente.

3.2) CENTRALES SOLARES INSTALADAS

En España, las centrales solares de concentración más desarrolladas son las de cilindros parabólicos y la de torre central, mientras que las de “Disco-Motor (*Stirling*) son muy poco utilizadas.

A continuación, se va a comentar las centrales más importantes que existen en España, así como algunos ejemplos significativos de plantas instaladas en otros países.

Centrales Disco Stirling. En la actualidad, la mayoría de las centrales de este tipo son plataformas experimentales situadas en centros de investigación, como son La Universidad de Nevada y la Universidad Nacional de Australia. También hay que reseñar que, a través del proyecto europeo EURODISH se han construido los centros de estudio de Vellore (India), Milán (Italia) y la Plataforma Solar de Almería (España).

En Estados Unidos se encuentra ubicada la denominada Maricopa Solar Project, que es la única central de gran escala que se encuentra produciendo, teniendo una capacidad de generación de 1,5MW.

En España, se encuentra proyectada la construcción de dos centrales de este tipo:

- Aznalcollar TH, ubicada en Sevilla, con una capacidad de generación de 0,08MW.
- Las centrales Renovalia 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8, ubicadas en la localidad de Puertollano (Ciudad Real), que entre todas, serán capaces de producir 70MW.

Centrales de Discos Parabólicos. Este tipo de central, es el que más desarrollado se encuentra y, debido a esto, la mayor parte de las centrales construidas son de este tipo. A continuación, se van nombrar, por orden de construcción, alguna de las más importantes ubicadas en España. La capacidad de generación de la mayoría de estas centrales es de 50MW, pues este es el umbral de potencia por el cual la central perdería un conjunto de incentivos del Estado asociados al régimen especial de producción eléctrica. En concreto, todas las que se van a mencionar en este apartado, tienen esta capacidad de generación.

- La primera central en ser construida en el año 2008, fue Andasol 1. Se encuentra ubicada en los municipios de Aldeire y La Calahorra (Granada). Mientras que en el año 2009, se inauguraba la central Andasol 2, situada junto a la primera.
- La central “Ibersol”, se halla en Puertollano (Ciudad Real), y se encuentra generando desde mayo del 2009. Este mismo año en Badajoz, se construyen también las centrales de “La Risca” situada en Alvarado y en La Torre de Miguel Sesmero, “Extresol 1 y 2”.

- El año 2010 es el más prolífico en cuanto a la construcción de centrales de este tipo, ya que se ponen en marcha muchas centrales:
 - En Sanlúcar la Mayor (Sevilla) → Solnova 1, 3 y 4.
 - En Alcázar de San Juan (Ciudad Real) → Marchasol 1 y 2.
 - En Badajoz → La Florida.
 - En Majadas de Tiétar (Cáceres) → Majadas.
 - En La Garrovilla (Badajoz) → La Dehesa.
- En los años 2011 y 2012, se comenzaron a instalar centrales solares con sistemas de almacenamiento térmico, como son las siguientes:
 - En Écija (Sevilla) → Helioenergy 1.
 - En Alcázar de San Juan (Ciudad Real) → Aste 1A y 1B.
 - En El Carpio (Córdoba) → Solarcor 1 y 2.
- En la actualidad de encuentran tanto en construcción como proyectadas un gran número de centrales de este tipo.
- A escala mundial se va a mencionar dos centrales construidas en Estados Unidos debido a su gran capacidad de generación:
 - “Abengoa Mojave Solar Project”, con una capacidad de producción de 250MW, situada en Harper Dry Lake (California).
 - “Solana Generating Station”, con una generación de 280 MW, esta central se encuentra situada en Phoenix (Arizona).

Centrales de torre o de receptor central. Este tipo de centrales tienen la tecnología bastante desarrollada, pero no está tan extendida su construcción como las centrales de concentrador cilindro parabólico. A continuación se van a mencionar y a describir las centrales que se encuentran construidas en España, así como las más importantes en el ámbito mundial.

- La primera central en ser construida con estas características fue la PS10, ubicada en el municipio de Sanlúcar la Mayor (Sevilla). Su potencia de generación es de 10MW, para ello cuenta con 624 helióstatos y una torre de 114 metros de altura. El fluido que circula por el interior del receptor es agua a presión. Esta central fue inaugurada en el año 2007.
- Dos años después (abril 2009), se conectaba a la red la central PS20 (está situada al lado de la PS10). Su capacidad de producción es de 20MW, para ello dispone de 1225 heliostatos y una torre de 165 metros. El fluido térmico de esta central también es vapor de agua.
- En el año 2011, se pone en funcionamiento la central “Gemasolar” (ver figura 7), construida por la empresa “Torresol Energy” en el municipio de Fuentes de Andalucía (Sevilla). La generación de esta central es de 19,9MW, su campo de helióstatos es de 2650,

y la torre tiene una altura de 140 metros. Esta central presenta 2 diferencias muy reseñables con respecto a la PS10 y la PS20, dichas diferencias son las siguientes:

- ◆ El fluido térmico es una *sal fundida*, este producto permite a la central alcanzar temperaturas superiores a los 500° C.
- ◆ La principal diferencia, y a su vez más importante, es que esta central cuenta con un *sistema de almacenamiento térmico*. Este sistema es capaz de almacenar la energía sobrante en periodos de irradiación máxima para suministrarla cuando la potencia solar no es suficiente para tener la central en funcionamiento. Debido a este sistema, en los días de verano el generador de esta central puede estar funcionado las 24 horas del día ininterrumpidamente.
- En el resto del mundo, también se construyen centrales de torre, destacando las siguientes por su gran potencia instalada:
 - “Supcon Solar Project”, situada en Delingha (China), con una capacidad de producción de 50MW.
 - “Gaskell Sun Tower”, situada en Lancaster (California, Estados Unidos), con una potencia de generación de 105MW.
 - El complejo solar de “Ivanpah Solar Electric Generating System”, ubicado en Prim, San Bernardino (California, Estados Unidos), cuya capacidad de generación será de 392 MW. Este dato le convierte en el mayor complejo construido en el mundo.



Figura 7: Construcción de la planta Gemasolar en Fuentes de Andalucía.
Fuente: Infoambiental.es [<http://www.infoambiental.es>]

A parte de las centrales ya mencionadas, se ha continuado construyendo más instalaciones de éste tipo. En la figura 8, se muestran las centrales que se encuentran tanto conectadas a la red, como cuyo estado de construcción es avanzado, así como las centrales que se encuentran asignadas, según datos proporcionados por Protermosolar.

Según esta misma fuente, en la actualidad, en España hay 48 centrales solares conectadas a la red, con una capacidad de producción de 2.204MW. Al margen de éstas plantas que se encuentran operando, existen 2 centrales en proceso de construcción, que contarán con una producción total de 100MW. Así como otra central más que ya ha sido inscrita en el Registro de Preasignación publicado por el ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Según datos de Red Eléctrica Española (REE), a 31 de diciembre de 2013, estas 51 instalaciones tendrán una potencia instalada de 2.354MW y una producción aproximada de 4.554GWh/año.



Figura 8: Localización de las centrales solares termoeléctricas en España (diciembre de 2013)

Fuente: Protermosolar [www.protermosolar.com]

Como se puede apreciar en la figura 8, la mayor parte de las centrales termosolares se encuentran ubicadas en la zona sur de España; la única instalación que no se encuentra en esta zona es la central denominada “Termosolar Borges” ubicada en Borges Blanques (Lleida). En la figura 8 las provincias que más centrales tienen instaladas son Badajoz y Sevilla, con 11 instalaciones cada una, seguidas de Ciudad Real con 8, y de Cáceres y Córdoba con 6.

3.3) CENTRALES SOLARES DE RECEPTOR CENTRAL

La información contenida en este apartado se ha consultado en la “Guía Técnica de la Energía Solar Termoeléctrica” editada por la Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid.

Estas centrales están formadas principalmente por helióstatos, una torre, unas bombas, el intercambiador de calor y la turbina. Además pueden disponer de un sistema de almacenamiento térmico (como es el caso de este proyecto). Todos estos componentes se pueden apreciar en la figura 9.

Las centrales de torre tienen una gran cantidad de helióstatos que reflejan la radiación solar concentrándola sobre el receptor. El objetivo de estos helióstatos es proyectar la máxima radiación solar posible y concentrarla de la manera más eficaz sobre el receptor. Para llevar a cabo esta misión, disponen varios mecanismos que se encuentran conectados a un software, que es el encargado de enviar las ordenes necesarias para realizar los movimientos (posición angular torre-sol, inclinación del helióstato, etc.). Todos estos movimientos están dirigidos a obtener la máxima radiación reflejada.

La torre de la central tiene normalmente una altura superior a 100 metros y en la parte más elevada se encuentra el receptor. Este componente es un análogo a una caldera por la que se hará circular el fluido térmico (que puede ser agua, una sal o aire presurizado). En el caso de este proyecto, el fluido será una sal fundida. La caldera está formada por un gran número de tubos (del orden de varios centenares) de un diámetro reducido y una gran longitud. Dichos tubos son los encargados de absorber la radiación. Por su parte interna circulará el fluido térmico que se utilizará para calentar el vapor de agua.

El sistema de almacenamiento térmico está formado por dos depósitos (depósitos caliente y frío) en los que se encuentra la sal.

El “depósito caliente” se encuentra ubicado a la salida de la caldera y se utiliza como dispositivo de almacenamiento de energía térmica. El funcionamiento de este dispositivo consiste en acumular en las sales del tanque el excedente de calor obtenido en las horas de insolación máxima. Este calor será utilizado cuando la radiación directa del sol no sea suficiente para que la sal alcance la temperatura de entrada al intercambiador.

El otro, conocido como “depósito frío” se encuentra antes de la entrada de la sal a la caldera y su principal misión es la de almacenar la sal, una vez que esta ha cedido su energía térmica al ciclo de potencia.

Las bombas de la central, tienen la función de hacer circular los fluidos a través de sus correspondientes circuitos, haciendo pasar la sal por la torre, los depósitos y el intercambiador, y el agua por la turbina, el condensador y el intercambiador de calor.

El intercambiador de calor será el encargado de extraer la energía calorífica de la sal y transmitirla al vapor de agua, para que éste obtenga la temperatura adecuada para ser introducido en la turbina. El intercambiador suele ser de tipo tubo-carcasa con baffles.

La turbina de vapor de la central será la encargada de producir el movimiento giratorio del alternador, este movimiento se producirá al avanzar el vapor de agua a través de los álabes de dicha turbina.

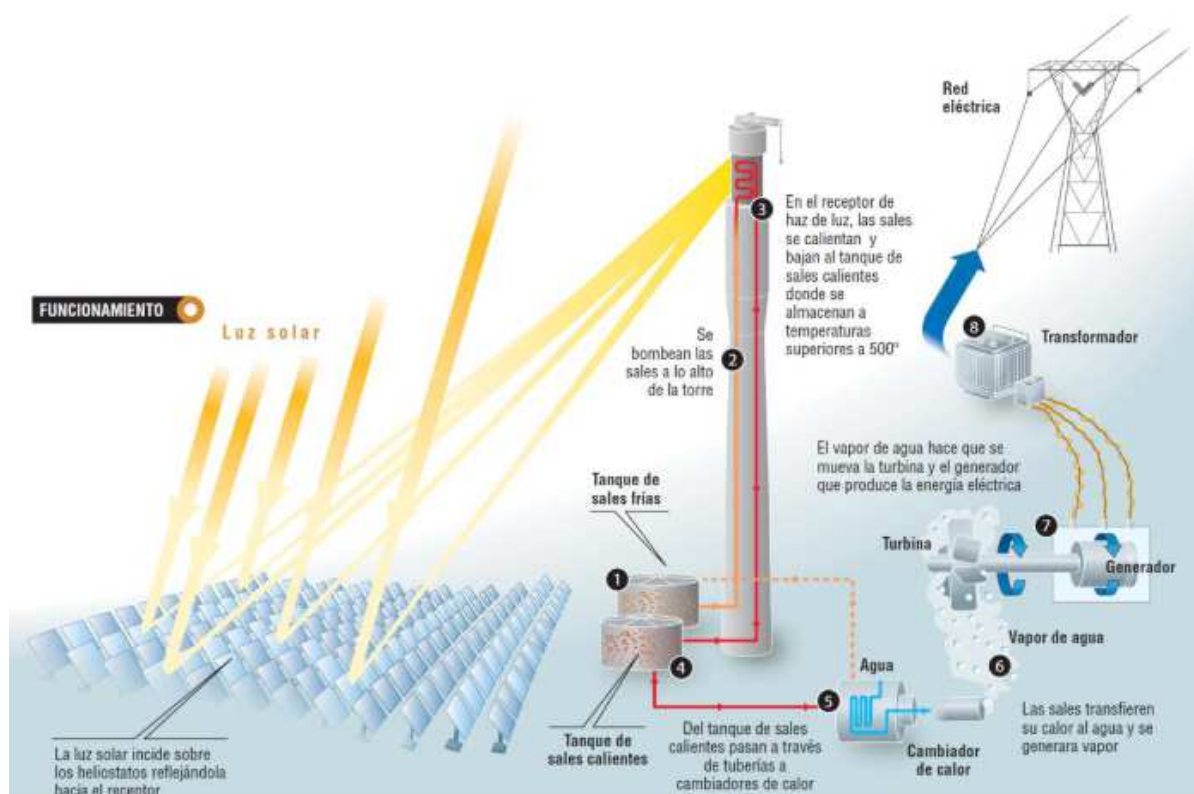


Figura 9: Esquema con los principales componentes de una central solar de torre.

Fuente: Torresol Energy [www.torresolenergy.com]

A la hora de explicar el funcionamiento de la central se tiene que tener claro que existen 2 circuitos claramente diferenciados: uno por el que circula la sal, también conocido como fluido térmico “HTF” (Heat Transfer Fluid), mientras que por el otro circula el vapor de agua.

El primer circuito es el encargado de obtener la energía térmica. Para ello se hace circular la sal desde el depósito frío hacia el receptor donde se produce el calentamiento del fluido. Esta obtención de energía vendrá dada por la radiación solar que ha sido reflejada por los heliostatos sobre la caldera.

Una vez se ha hecho pasar la sal por el receptor, seguirá circulando hacia el depósito caliente, en el cual se almacenará la energía sobrante. Una vez almacenada dicha energía, la sal continuará su circuito hasta llegar al intercambiador de calor.

Dentro del intercambiador la sal cederá su energía al vapor de agua. Una vez realizada esta cesión, la sal continuará su camino hacia el depósito frío donde será almacenada para volver a iniciar el ciclo.

Por otra parte, el ciclo de vapor consta de los siguientes elementos: un condensador, una bomba, el intercambiador antes mencionado y la propia turbina.

La función del condensador es la de pasar de estado vapor a estado líquido el agua proveniente de la turbina. A continuación esta agua se dirige hacia la bomba, donde se produce el aumento de presión. Una vez realizado este aumento, el agua seguirá hacia el intercambiador donde obtendrá la energía cedida por la sal, lo que conlleva un gran aumento de la temperatura, para continuar circulando hasta llegar a la turbina. Tras expandirse en la turbina el agua entra en el condensador para volver a comenzar el ciclo.

4) MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS TUBOS DE LA TORRE

4.1) DISEÑO DE PARTIDA

Los datos que aparecen en este apartado han sido proporcionados como condiciones de partida por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid. Dichos datos corresponden a unas dimensiones genéricas representativas de una central de torre de potencia mediana.

El receptor se encuentra ubicado en la parte superior de la torre, éste tendrá una forma circular con un diámetro de 7 metros y una altura de 13.

Dicho receptor está formado por 500 tubos colocados verticalmente y separados a 5 centímetros de la pared refractaria del receptor (ver figuras 10 y 11). Estos tubos se encuentran agrupados en haces de 25 tubos, por los que circulará la sal fundida.

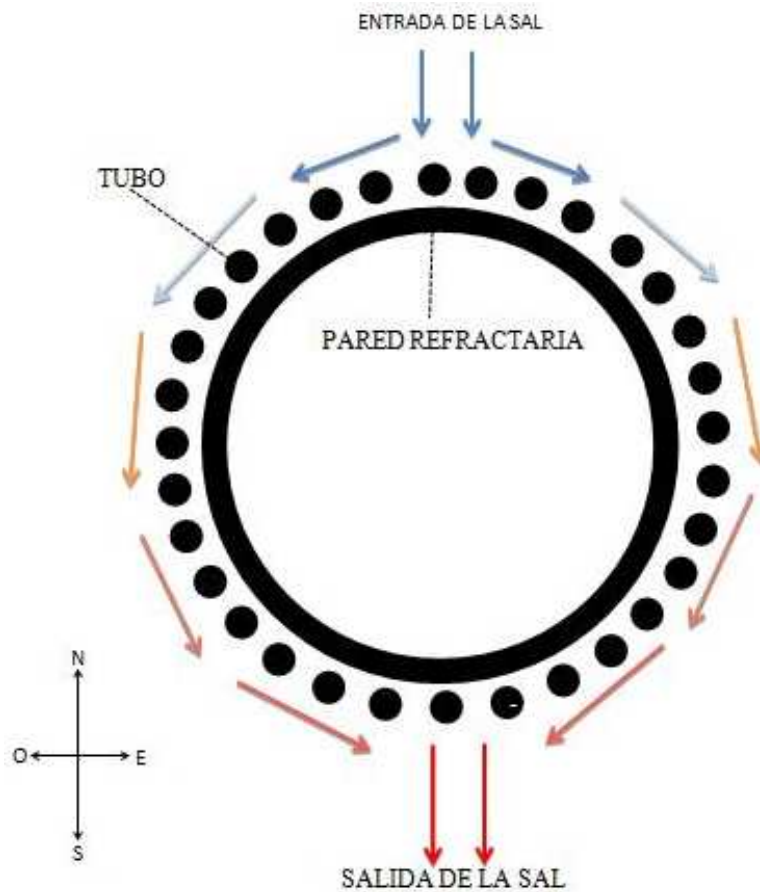


Figura 10: Vista superior del receptor. Cada círculo es un tubo, por simplicidad no se han incluido los 500 tubos en la figura.

Fuente: elaboración propia

Como aclaraciones a la figura 11, se pueden decir los siguientes comentarios:

- Los tubos están representados en color verde.
- Las zonas donde se distribuye la sal o donde se mezcla son de color morado.
- Las zonas de color amarillo, es por donde circula la sal para ir de un haz a otro.

La sal llega a la parte superior del primer panel, en esta zona hay colocado un distribuidor donde se reparte la sal entre los 25 tubos del haz. Tras descender por el interior de los tubos sale por la parte inferior. En la salida del panel, se ubicará un mezclador (ver Figura 11: zonas de color morado) para que la sal proveniente de cada tubo se mezcle con la del resto de los tubos y obtenga una temperatura uniforme. Una vez mezclada, proseguirá su camino (ver Figura 11: zonas de color amarillo) hacia el siguiente haz de tubos para seguir con su calentamiento. Para el siguiente panel, la sal entrará por la parte inferior y saldrá por la parte superior, colocándose a la salida el mezclador. En resumen, la entrada de la sal a los paneles impares, se realizará por la parte superior y la salida por la zona inferior, mientras que en los paneles pares ocurre lo contrario, la sal entra por la zona inferior y sale por la superior.

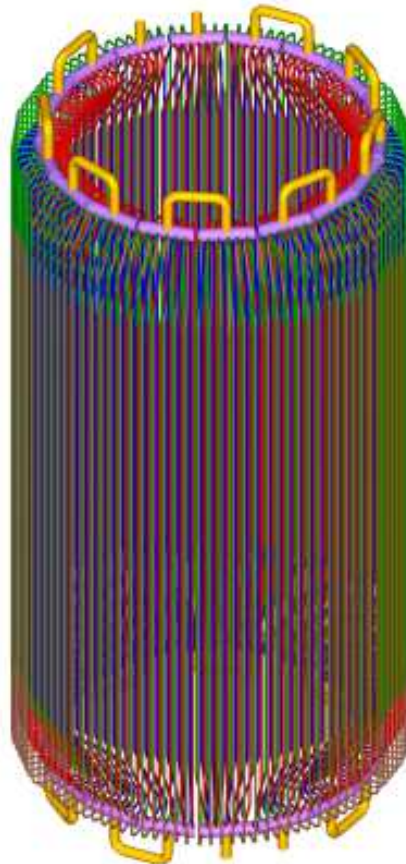


Figura 11: Vista del receptor en la que se aprecian los haces de tubos, así como las entradas y salidas de la sal.
Fuente: cortesía del Profesor Antonio Soria Verdugo (UC3M).

En el receptor, existen dos circuitos de tubos, ambos tendrán su entrada por la zona norte de la torre y su salida por la zona sur. El circuito recorrerá el receptor panel a panel. Un circuito recorrerá los paneles del receptor a lo largo de su perímetro oeste y el otro circuito recorrerá los paneles del perímetro este del receptor. Esta configuración es la habitual en centrales de este tipo pues al entrar el flujo de sal por la zona norte evita que los tubos de esa zona, que reciben la mayor intensidad de radiación solar, se sobrecalienten en exceso. Al final de los dos recorridos, los flujos de sal de los recorridos este y oeste se juntarán en un mezclador para dirigirse hacia el intercambiador de calor a una temperatura constante que denominaremos temperatura de salida de la torre.

Los tubos tendrán un diámetro exterior de 4 cm y uno interior de 3,7 cm. El material del que estarán contruidos será una aleación especial de níquel-cromo Alloy 800H, cuya conductividad térmica media será de 10 W/mK

La pared del receptor será de un material refractario. Por lo tanto, al considerarla aislada térmicamente su resistencia de superficie no interviene.

4.2) DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE HELIÓSTATOS

En primer lugar, antes de definir el modelo de heliostatos, se tiene que definir el campo formado por éstos para saber cómo se encuentran ubicados en el suelo. Tendremos un total de 2600 heliostatos colocados alrededor de la torre, cada heliostato tendrá un área de 121 metros cuadrados. El número y el tamaño de dichos heliostatos está basado en la central “Gemasolar” de la empresa Torresol Energy.

Por sencillez en los cálculos, la colocación de los heliostatos tendrá forma de cuadrícula (ver figura 12), cuyas dimensiones serán de 1920x1170 metros. Aunque poco habitual, esta disposición permitirá hacer un cálculo preliminar de la viabilidad de la central de una forma conservadora pues la disposición rectangular no es en general la más óptima. Por otro lado, una disposición cuadrada puede reflejar una situación en donde el terreno disponible este parcelado con límites rectilíneos.

Como puede observarse en la figura 12, la torre del receptor no se encuentra en el centro del área cubierta por los heliostatos, sino desplazada algo hacia el sur. La situación de ésta torre se utiliza como origen de coordenadas del campo de heliostatos. Se ha escogido esta configuración ya que así la mayor parte de los heliostatos se situarán al norte de la torre. Como la dirección de la radiación solar es sur-norte, se consigue que la radiación solar reflejada sobre el receptor sea mayor en la zona de entrada del fluido térmico. Con este mapa de radiación reflejada, se consigue que los tubos de la caldera no alcancen temperaturas muy elevadas, ya que aunque reciben mucha energía térmica la transmiten hacia la sal cuya temperatura en los paneles orientados al norte, es decir cerca de su entrada en el receptor, es relativamente baja.

Cada esquina de la cuadrícula de la figura 12 estará separada por una distancia media de 30 metros y en cada esquina estará colocado un heliostato. Esta distancia se ha tomado para la resolución del proyecto. Pero es conocido que en los campos de heliostatos construidos, esta distancia va aumentando con la distancia a la torre, para disminuir la interferencia de un heliostato con otro.

Una vez definida la posición de cada espejo, el siguiente paso es calcular la distancia que hay entre cada uno y el extremo superior de la torre, además del ángulo que forman los rayos provenientes del sol con los reflejados por el panel solar.

Para el cálculo de la distancia se utiliza el teorema de Pitágoras, que se deberá aplicar 2 veces. La primera, para calcular la distancia horizontal (proyectada en el suelo), es decir, la distancia que hay desde el punto central de la base de la torre al punto central de la base del panel (centro geométrico del panel proyectado sobre el suelo). En la segunda, se obtendrá la distancia del extremo superior de la torre, es decir, del punto donde orientamos los rayos solares reflejados al heliostato.

$$d' = \sqrt{XPOS^2 + YPOS^2} \quad (1)$$

$$D = \sqrt{d'^2 + H_0^2} \quad (2)$$

Siendo:

- XPOS= la distancia del panel al origen de coordenadas en la dirección x.
- YPOS= la distancia del panel en la dirección y.
- H₀= la distancia vertical desde el suelo hasta el punto donde orientamos los rayos solares reflejados en la torre.

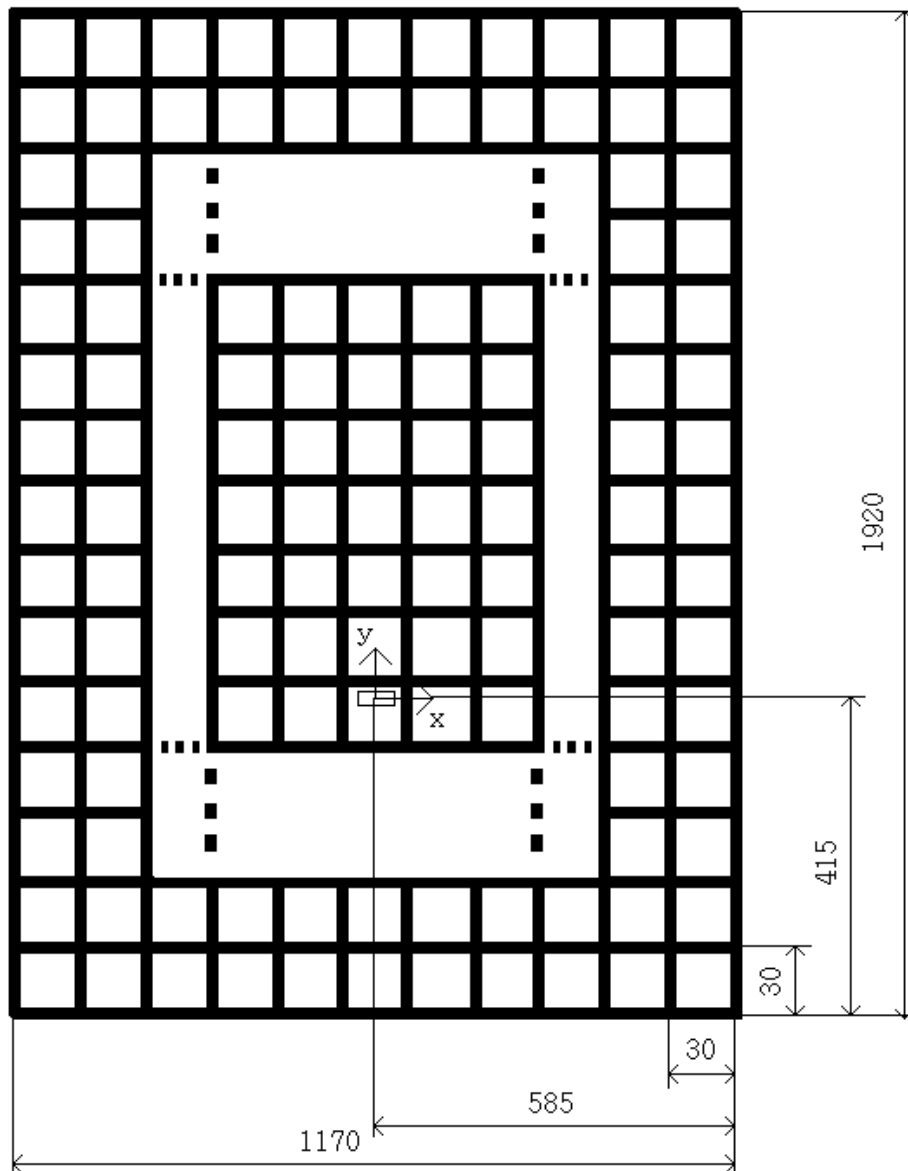


Figura 12: Cuadrícula de la colocación de heliostatos. Cada esquina es la posición de cada heliostato, por simplicidad no se han representado los 2600 heliostatos en la figura.

Fuente: elaboración propia

A continuación se va a detallar el nombre de los ángulos que aparecerán en las figuras 13, 14 y 15, y entre qué posibles valores se pueden encontrar:

- α : es el ángulo proyectado sobre el suelo formado por la dirección torre-helióstatos y la dirección este-oeste. Su valor está comprendido entre 0 y 2π radianes. El valor 0 le tienen los helióstatos que están al este de la torre.
- β : es el ángulo con respecto al suelo que forma la dirección helióstatos-torre, y es siempre mayor que 0.
- δ : es el ángulo de azimut solar, es decir, el ángulo proyectado sobre el suelo del sol con respecto a la dirección sur. Sus valores pueden ser los siguientes (las horas se refieren por defecto a horas solares):

$\delta < 0$ antes de las 12:00 AM

$\delta = 0$ a las 12:00 AM

$\delta > 0$ después de las 12:00 AM

- ϵ : es el ángulo con respecto al suelo que forma la dirección sol-helióstatos, es el complementario de la latitud, y tiene que ser siempre mayor que 0.
- γ : es el ángulo proyectado sobre el suelo formado por la línea de unión helióstatos-torre con respecto a la dirección sur de la tierra, este ángulo puede tomar valores tanto por encima de 0 como por debajo. Los valores positivos se encuentran en dos posiciones: al nordeste de la torre y al suroeste, los valores negativos también se encuentran en 2 posiciones: al sureste y al noroeste de la torre.

A la hora de calcular el ángulo de separación entre los rayos incidente y reflejado que llamaremos ángulo total de reflexión “ 2θ ”, tenemos que hacer uso de las reglas trigonométricas, y para ello procederemos de la siguiente manera:

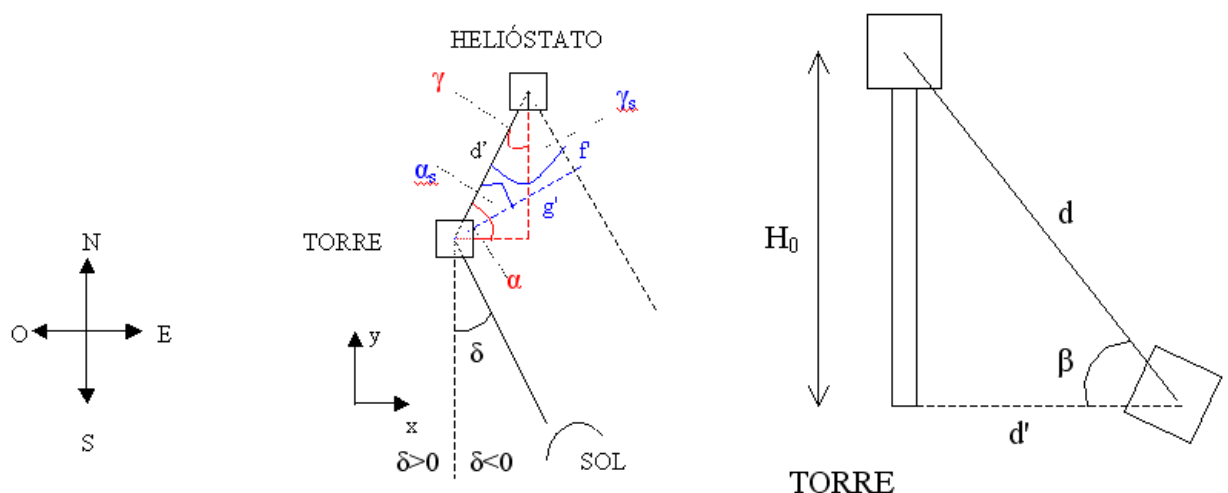


Figura 13: Colocación de los ángulos formados por los rayos de sol incidente y reflejado.

Siendo:

- XPOS= la distancia del panel al origen de coordenadas en la dirección x.
- YPOS= la distancia del panel en la dirección.
- d= la distancia del punto centro geométrico del panel al punto de enfoque el rayo reflejado sobre el receptor.
- d'= la distancia que hay desde el punto central de la base de la torre al punto central de la base del panel.

Las fórmulas siguientes nos llevan a calcular los ángulos de la figura 13:

$$\alpha_s = \alpha + \delta$$

$$\gamma_s = \gamma - \delta$$

$$\gamma_s + \alpha_s = 90$$

$$\alpha + \gamma = 90$$

$$\gamma = \arctan(XPOS / YPOS)$$

$$\beta = \arccos(d' / d)$$

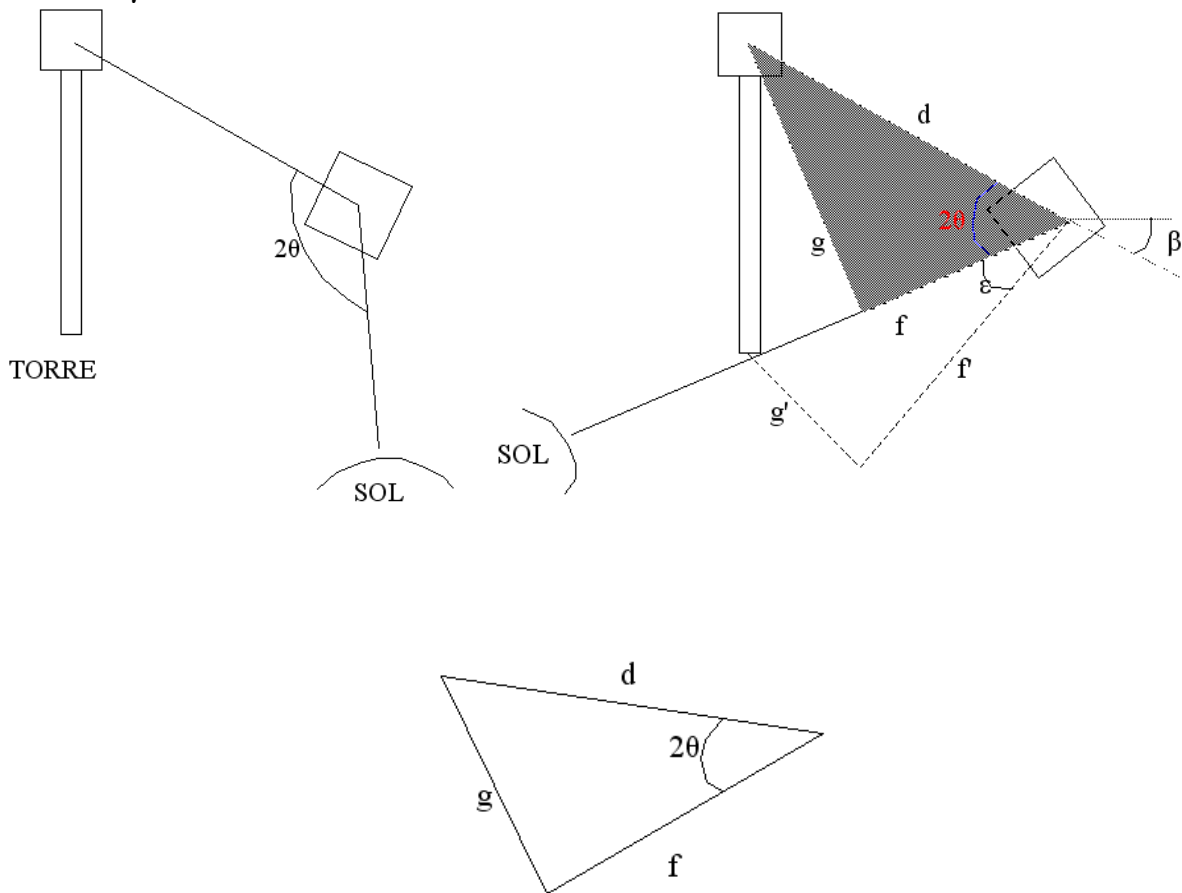


Figura 14: Cálculo del ángulo total de reflexión.

Teniendo en cuenta los valores de los ángulos y de la nomenclatura mostrada en las figuras 13 y 14 se halla el valor del ángulo total de reflexión (2θ). Dicho ángulo, es el ángulo formado por

el rayo solar incidente sobre el heliostato y el rayo reflejado por éste, dirigido hacia el receptor.
Para su cálculo se utilizará la siguiente expresión:

$$g^2 = d^2 + f^2 - 2df \cdot \cos(2\theta) \quad (3)$$

Y despejando el ángulo total de reflexión

$$2\theta = \arccos\left(\frac{d^2 + f^2 - g^2}{2df}\right) \quad (4)$$

Por lo que falta calcular el valor de f y g. Para obtener f se usarán las siguientes expresiones:

$$f = f' / \cos(\varepsilon) \quad \rightarrow \quad f' = d' \cdot \cos(\gamma_s) \quad \rightarrow \quad f = \frac{d' \cdot \cos(\gamma_s)}{\cos(\varepsilon)} \quad (5)$$

Debido a que el cálculo del valor de g resulta más complejo, es necesario ayudarse de la figura 15.

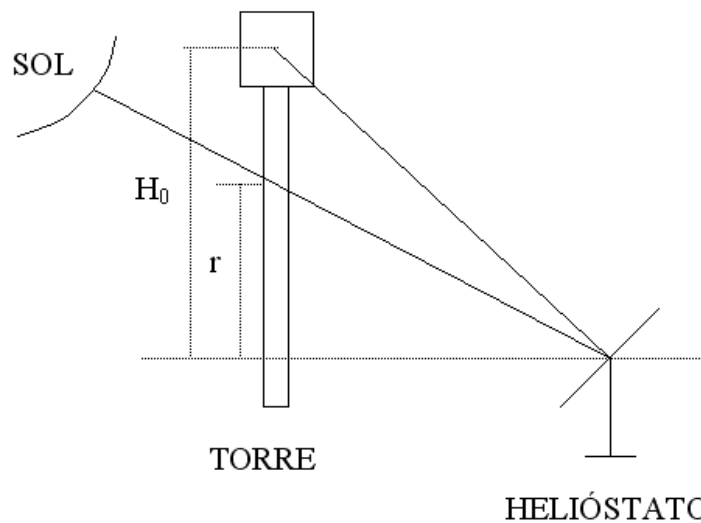


Figura 15: Ayuda para el cálculo del valor del ángulo total de reflexión.

$$g' = d' \cdot \sin(\gamma_s) \quad \rightarrow \quad g = \sqrt{(H_0 - r)^2 + g'^2} \quad \text{Siendo } r = d' \cdot \cos(\gamma_s) \cdot \tan(\varepsilon) \quad (6)$$

\$H_0\$ es la diferencia de altura entre el centro del heliostato y el centro del receptor en la torre.

\$\varepsilon\$ es la distancia proyectada sobre la torre entre la altura del centro del heliostato y la dirección sol-heliostato.

Una vez que se conocen todos los valores que hacen falta, se continúa operando hasta llegar a la expresión final que nos conduce al cálculo del ángulo de separación del rayo incidente y el reflejado (ángulo total de reflexión).

$$2\theta = \arccos[\text{sen}(\beta) \cdot \text{sen}(\varepsilon) + \cos(\gamma_s) \cdot \cos(\varepsilon) \cdot \cos(\beta)] \quad (7)$$

Es decir,

$$2\theta = \arccos[\text{sen}(\beta) \cdot \text{sen}(\varepsilon) + \cos(\gamma - \delta) \cdot \cos(\varepsilon) \cdot \cos(\beta)] \quad (8)$$

Como ejemplo: Los ángulos totales de reflexión obtenidos para una latitud de 40° y para un ángulo azimutal de -20° (que se corresponde con la hora 10:50 del horario de verano), se pueden apreciar en el gráfico 1. Los datos van representados en grados.

Para obtener estos datos, se ha utilizado la hoja de cálculo y de programación Matlab v7.0 (programa desarrollado por la empresa MathWorks). El programa realizado en el código de Matlab se encuentra desarrollado en el ANEXO 1. En el ANEXO 2 se muestran valores del ángulo total de reflexión en función de diferentes latitudes y de diferentes valores del ángulo delta, que irá variando a lo largo del día solar.

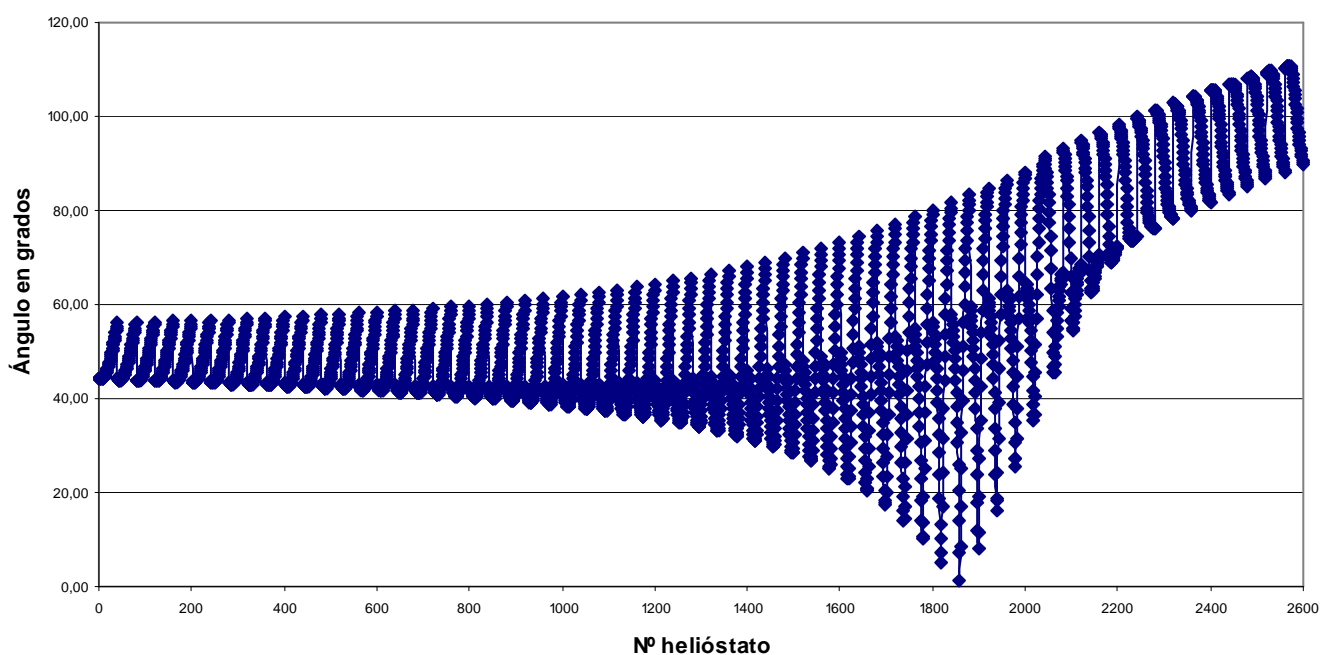


Gráfico 1: Ángulo total de reflexión calculado.

4.3) DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE RADIACIÓN Y CONVECCIÓN EN LOS TUBOS.

En este apartado se describirá la obtención de la radiación que incide sobre la torre, dicha radiación será la reflejada por los helióstatos. Tanto los datos, como las expresiones algebraicas que aparecen en este apartado han sido proporcionados por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

Los espejos proyectarán la radiación reflejada orientándola a la mitad del receptor, que se encuentra en la parte superior de la torre como se puede apreciar en la figura 16. Como se ha comentado anteriormente, este receptor tendrá una forma cilíndrica con una altura de 13m y un diámetro de 7m. La mitad de dicho receptor se encontrará a una distancia de 165m respecto al suelo.

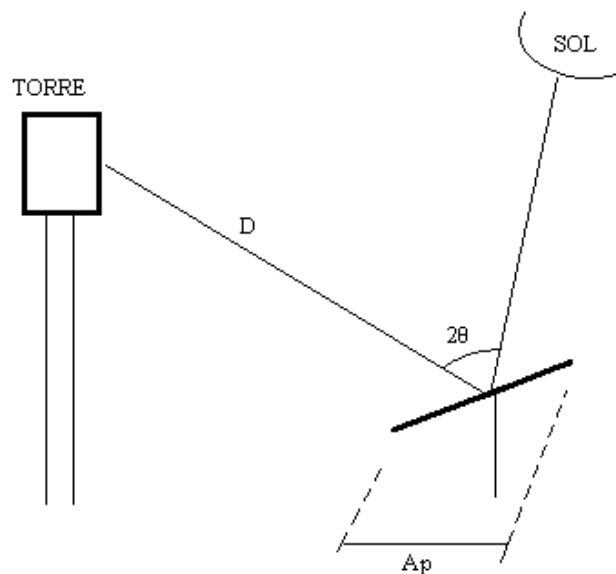


Figura 16: Reflexión de los rayos solares sobre la torre.

En la figura 16, el valor de A_p es el área del heliostato proyectada sobre el plano perpendicular al solar que incide sobre el espejo. A_p se calcula con el área del panel, A_h , multiplicado por el coseno del semiángulo total de reflexión (es decir, θ):

$$A_p = A_h \cdot \cos(\theta) \quad (9)$$

siendo A_h 121m^2 .

La radiación que incide sobre la torre, que viene reflejada por cada espejo, llega con una cierta dispersión. Esta dispersión viene dada por dos factores principalmente:

- La rugosidad del espejo: los espejos no son perfectamente planos, tienen ligeras ondulaciones. Debido a ésta configuración, la radiación reflejada no sale como un rayo, sino que sale con múltiples direcciones, la mayoría de las cuales se encuentran

concentradas dentro del volumen limitado por un cono de dispersión cuyo eje marca la dirección principal del rayo reflejado.

- El disco solar: el sol, al tratarse de una estrella de gran tamaño (tiene un diámetro de 1.400.000 km aproximadamente) irradia sobre los espejos con una forma cónica, lo que provoca que estos a su vez reflejen la radiación solar con esta misma forma (ver croquis explicativo, figura 17)

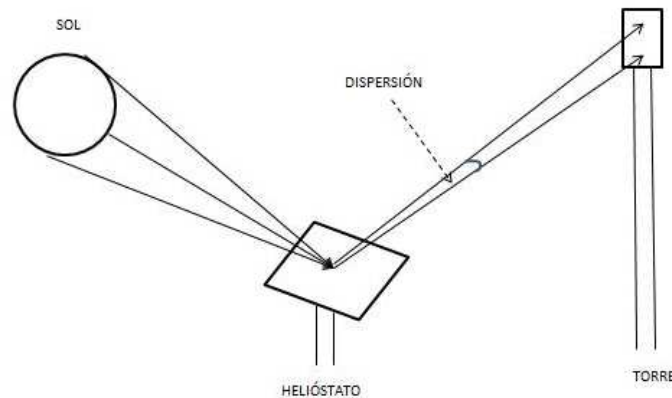


Figura 17: Dispersión de la radiación reflejada por los heliostatos.

La expresión utilizada para calcular la suma de las dispersiones anteriormente descritas es la siguiente:

$$\sigma_i = \Delta\theta \cdot D_i \quad (10)$$

donde D_i es la distancia del heliostato a la torre y $\Delta\theta$ es el ángulo de dispersión expresado en radianes y σ_i es el diámetro formado por los rayos exteriores reflejados por el heliostato.

Al tener la superficie de incidencia de la torre forma cilíndrica, para realizar los cálculos se extenderá dicha superficie sobre un plano. Es decir, se supone que la superficie receptora de radiación reflejada tiene forma de rectángulo de dimensiones 7π m de largo por 13m de alto. Aunque la proyección de un haz luminoso cónico sobre una superficie curvada es geoméricamente compleja, por simplicidad se aproximará a dicha proyección mediante una función de intensidad de radiación sencilla. En particular, la radiación reflejada proveniente de cada espejo se asemejará a una distribución gaussiana, la cual da lugar a resultados parecidos en primera aproximación a una proyección de un haz real (información proporcionada por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid). Usando la función gaussiana, cada espejo no radiará solamente sobre un punto sobre el receptor sino que lo hará en gran parte de la superficie receptora.

Los contornos formados por los valores de la irradiación recibida en la torre por cada espejo irán formando círculos concéntricos, pues la extensión de la irradiación de cada espejo que

alcanza la torre depende de la distancia del punto central del receptor al que se enfoca cada espejo. Los espejos irán apuntando a lo largo de la línea media del cilindro receptor por lo que al final la irradiación quedará como se muestra en la figura 18.

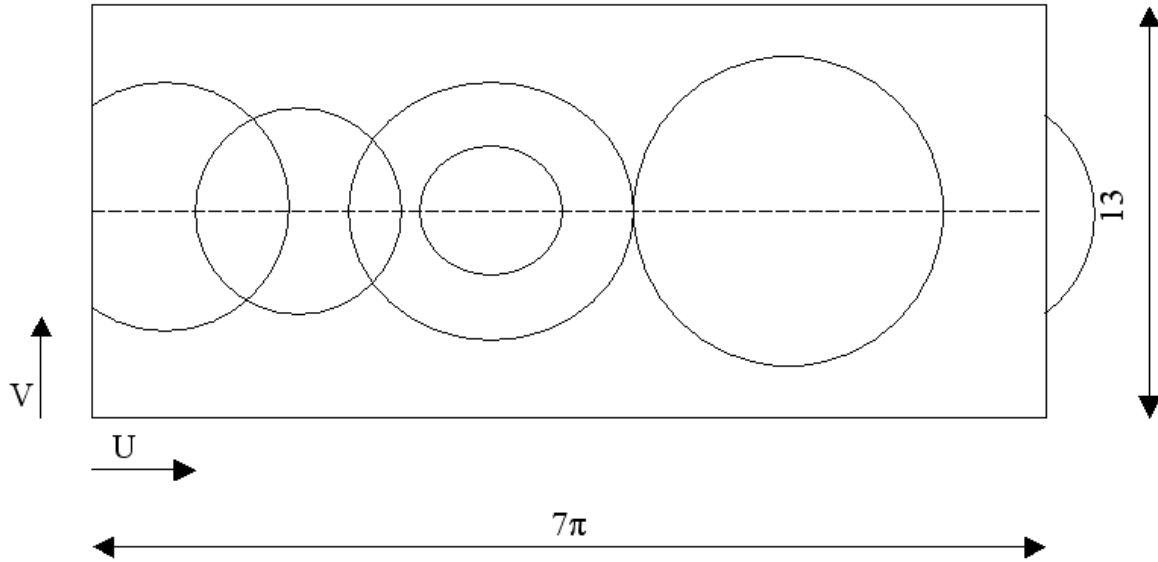


Figura 18: Zona de incidencia de los rayos solares y ejemplo de la correspondiente forma de las iso-líneas de irradiación procedente de cada espejo.

La expresión usada para calcular el valor de la irradiación recibida en la superficie del receptor situado en la torre es la siguiente:

$$I_R^{(u,v)} = \sum_{i=1}^{N_{\text{espejos}}} I_{H_i}(u,v) \quad (11)$$

$$I_{H_i} = \frac{I_{p_i}}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{r_i}^2} \cdot e^{\frac{-r_i^2}{2 \cdot \sigma_{r_i}^2}} \quad (12)$$

Donde

- I_p es la irradiación total incidente sobre el espejo en función del semiángulo total de reflexión $I_{p_i} = \tilde{I}_0 \cdot A_p$ (13)
- \tilde{I}_0 es la intensidad de la radiación solar incidente (ver apartado 4.3.1)
- σ : es el valor de la dispersión antes calculada para cada espejo.
- r : es la distancia que hay desde el punto de enfoque del rayo sobre el receptor al punto del receptor en el que queremos calcular la radiación reflejada.

$$r_i = \sqrt{(U - U_i)^2 + (V - V_i)^2} \quad (14)$$

Siendo

- U_i el valor de la coordenada horizontal sobre el receptor correspondiente al punto de enfoque del rayo que proviene de cada espejo, teniendo un valor de:

$$U_i = \alpha_i \cdot \frac{D_R}{2} \quad (15)$$

siendo α_i el ángulo proyectado sobre el suelo formado por la dirección torre-helióstato y la dirección este-oeste para cada helióstato.

- V_i el valor de la coordenada vertical sobre el receptor correspondiente al punto de enfoque en el eje vertical tomando un valor de 6.5 metros, ya que siempre se enfoca en la misma línea horizontal.
- U el valor de la coordenada horizontal de un punto sobre el receptor.
- V el valor de la coordenada vertical de un punto sobre el receptor.

Para realizar los cálculos antes mencionados se vuelve a usar el programa Matlab (cuyo desarrollo aparece en el ANEXO 3), que calculará el valor final de la irradiación recibida en la torre en función de la latitud en la que se encuentre la central solar y del ángulo de azimut solar, que ira variando en función de la hora del día.

Una vez calculado el mapa de radiación reflejada sobre el receptor, el siguiente paso es calcular el calor que van a absorber los tubos que componen dicho receptor.

Para llevar a cabo estos cálculos sobre el receptor solar, se simplifica la geometría del receptor a la de dos semi-tubos concéntricos situados uno enfrente del otro, en los que la pared situada en la parte inferior de la figura 19 se encuentra aislada térmicamente. Esta pared, se encuentra en la parte interna del receptor, es decir, de la parte interna hacia la parte externa del receptor tenemos: la pared aislada, los tubos y el cielo. Por otra parte se supondrá que la pared superior emitirá la radiación reflejada por el campo de helióstatos y también a través de ella se perderá la energía reflejada hacia el cielo. La geometría analizada corresponde a una unidad de repetición entre dos tubos del receptor, para el cálculo total de la radiación recibida sobre el receptor hay que repetir esta unidad a través de todo el perímetro del receptor.

La potencia térmica que viene reflejada de los helióstatos se repartirá entre la pared refractaria y los tubos según los factores de forma.

El factor de forma se define como la fracción de la radiación que sale de una superficie “i” que es interceptada por una superficie “j”.

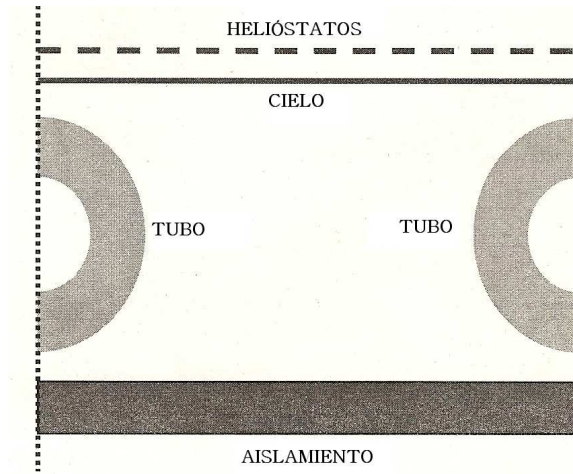


Figura 19: Geometría supuesta para el estudio de la transferencia de calor en el receptor.
Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. UC3M

Los tubos irradiarán hacia todas las superficies, es decir hacia el cielo, hacia la pared y hacia los propios tubos; mientras que la pared refractiva irradiará hacia el cielo y hacia los tubos. En la figura 20 se puede apreciar como son los flujos de intercambio de energía por radiación.

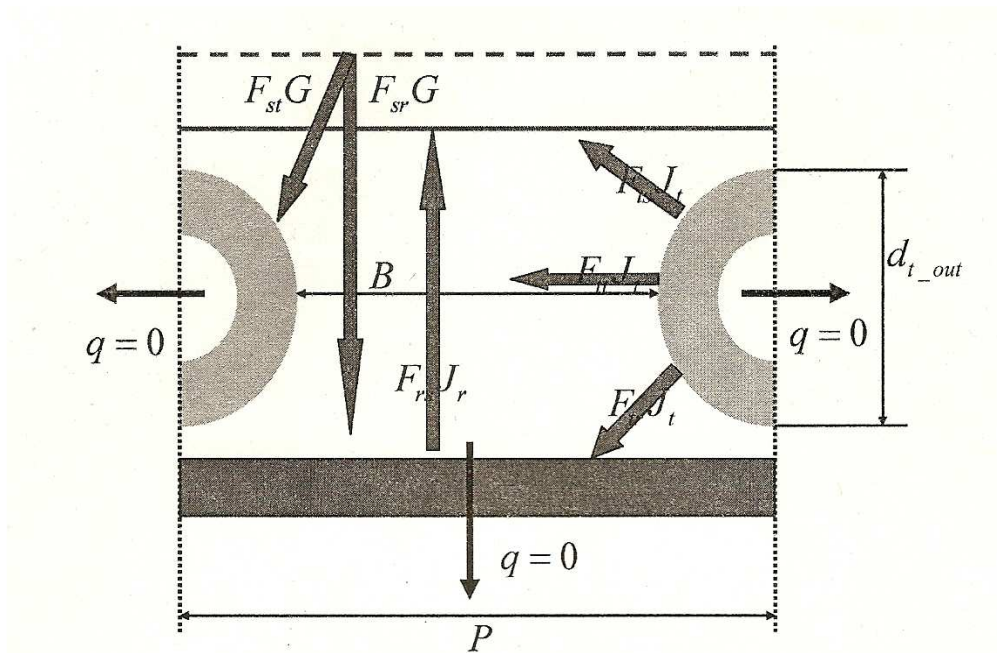


Figura 20: Esquema de intercambio de radiación. G es la radiación reflejada que viene de los helióstatos.
Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. UC3M

Los factores de forma que hay entre las distintas superficies son los siguientes:

$$F_{tt} = \frac{2}{\pi} \left[\sqrt{x^2 - 1} + \frac{\pi}{2} - a \cos\left(\frac{1}{x}\right) - x \right] \quad (16)$$

$$F_{ts} = F_{tr} = \frac{1 - F_{tt}}{2} \quad (17)$$

$$F_{st} = F_{rt} = F_{ts} \frac{A_t}{A_s} = \frac{1 - F_{tt}}{2} \left(\frac{\pi \cdot d_{t,out}}{P} \right) \quad (18)$$

$$F_{sr} = F_{rs} = 1 - \frac{1 - F_{tt}}{2} \left(\frac{\pi \cdot d_{t,out}}{P} \right) \quad (19)$$

$$F_{rr} = 0 \quad (20)$$

siendo $d_{t,out}$ el diámetro exterior del tubo, $x = 1 + \frac{B}{d_{t,out}}$, P es la distancia que existe entre el centro de los tubos y $B = P - d_{t,out}$

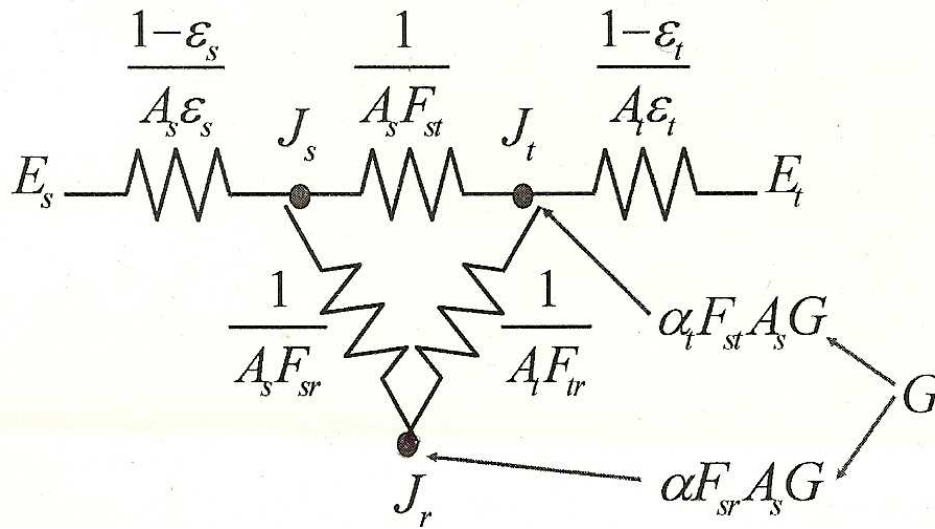


Figura 21: Circuito térmico equivalente de la radiación solar.

Fuente: Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. UC3M

Siendo: ϵ_s la emisividad del cielo, ϵ_t la de la pintura de los tubos, A_t y A_s son las áreas de tubo y de cielo respectivamente que se pueden ver en la figura 20 y que son atravesadas por la radiación reflejada. J_s , J_t y J_r es la irradiancia del cielo, tubos y pared refractaria respectivamente. E_s es la energía térmica que se pierde hacia fuera del receptor y E_t es la que entra al interior del tubo.

El circuito térmico equivalente de la unidad geométrica contenida en la figura 20, se muestra en la figura 21, donde G es la irradiancia por unidad de área de la superficie del receptor reflejada. G depende de la orientación de la superficie del receptor a estudio y se obtiene del mapa de radiación calculado anteriormente. G se repartirá proporcionalmente a los factores de forma entre los tubos y la pared refractaria. Tanto en el cielo (subíndice s del inglés “sky”), como en los tubos (subíndice t) aparecerán las resistencias de superficie, de tal manera que el calor perdido por la superficie de los tubos se puede obtener usando la siguiente ecuación:

$$q_t = \frac{E_t - J_t}{\frac{1 - \varepsilon_t}{A_t \varepsilon_t}} \quad (21)$$

si al resolver esta ecuación se obtiene un valor positivo para q_t , indica que en el balance de energía hay pérdidas netas de calor transferido por radiación, es decir, el calor neto irá desde el tubo hacia el exterior. Por otra parte si es negativo se tienen ganancias netas de calor transferido por radiación desde el exterior hacia el tubo. Para la pared refractaria, como se ha considerado aislada térmicamente el calor neto de radiación transferido por esa pared es nulo, y por lo tanto:

$$E_r = J_r \quad (22)$$

La emisividad de la pintura de los tubos se considerará constante y tendrá un valor estimado de (Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos):

$$\varepsilon_t = 0.81 \quad (23)$$

Mientras que la emisividad efectiva del cielo viene en función de la temperatura de bulbo húmedo ambiental, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_s = \left[0,711 + 0,56 \left(\frac{T_{bh}}{100} \right) + 0,73 \left(\frac{T_{bh}}{100} \right)^2 \right] + \Delta\varepsilon_h + \Delta\varepsilon_e \quad (24)$$

donde $\Delta\varepsilon_h$ es una corrección en función de la hora solar y se halla aplicando la siguiente fórmula:

$$\Delta\varepsilon_h = 0,0013 \cos \left(2\pi \frac{t[\text{horas}]}{24} \right) \quad (25)$$

mientras que $\Delta\varepsilon_e$ es una corrección para tener en cuenta las variaciones de la presión atmosférica con la elevación sobre el nivel del mar y se calcula con la siguiente expresión:

$$\Delta\varepsilon_e = 0,00012(P_{atm}[\text{mbar}] - 1000) \quad (26)$$

Llevando a cabo un balance de energía en cada nodo de la figura 21 se obtiene un sistema de ecuaciones que será el que finalmente se resuelva. De forma genérica, el balance de energía para cada nodo puede escribirse a través de la siguiente fórmula:

$$q_i = \sum_{j=1}^N (J_i - J_j) A_i F_{ij} - A_i H_i \quad (27)$$

donde H_i es la radiación recibida por la superficie “i” y que no proviene de las demás superficies, esta radiación se calcula con la siguiente expresión: $H_i = \alpha_i F_{si} G$, mientras que N es el número de superficies:

$$J_i = E_{b,i} - q_i R_i \rightarrow R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i A_i} \rightarrow E_{b,i} = \sigma T_i^4 \quad (28)$$

$$J_j = E_{b,j} - q_j R_j \rightarrow R_j = \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j A_j} \rightarrow E_{b,j} = \sigma T_j^4 \quad (29)$$

Además: $\sum_{j=1}^N F_{ij} = 1 \quad (30)$

$$A_i H_i + q_i = \sum_{j=1}^N J_i A_i F_{ij} - \sum_{j=1}^N J_j A_i F_{ij} = J_i A_i - \sum_{j=1}^N J_j A_i F_{ij} \quad (31)$$

como:

$$J_i A_i = A_i E_{b,i} - A_i q_i R_i \quad (32)$$

$$\sum_{j=1}^N J_j A_i F_{ij} = A_i \sum_{j=1}^N [(E_{b,j} - q_j R_j) F_{ij}] \quad (33)$$

otra manera alternativa de escribir el balance de energía es poniéndolo en función de las potencias térmicas perdidas o ganadas por las superficies q_i y no en función de las irradiancias J_i , por lo que la ecuación resultante quedará de la siguiente manera:

$$H_i - E_{b,i} + \frac{q_i''}{\varepsilon_i} = \sum_{j=1}^N \left\{ \left[q_j'' \left(\frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right) - E_{b,j} \right] F_{ij} \right\} \quad (34)$$

por lo que:

$$H_i - E_{b,i} + q_i'' \left[F_{ii} + \frac{1}{\varepsilon_i} (1 - F_{ii}) \right] + E_{b,i} F_{ii} = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \left\{ \left[q_j'' \left(\frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right) - E_{b,j} \right] F_{ij} \right\} \quad (35)$$

agrupando finalmente queda la expresión de la siguiente manera:

$$H_i + E_{b,i} (F_{ii} - 1) + q_i'' \left[F_{ii} + \frac{1}{\varepsilon_i} (1 - F_{ii}) \right] = \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \left\{ \left[q_j'' \left(\frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right) - E_{b,j} \right] F_{ij} \right\} \quad (36)$$

A continuación se va a mostrar el sistema de ecuaciones resultante correspondiente a cada una de las superficies:

1) Para los tubos:

$$H_t + E_{bt} [F_{tt} - 1] + q_t'' \left[F_{tt} + \frac{1}{\varepsilon_t} (1 - F_{tt}) \right] = \left[q_s'' \left(\frac{1}{\varepsilon_s} - 1 \right) - E_{bs} \right] F_{ts} + \left[q_r'' \left(\frac{1}{\varepsilon_r} - 1 \right) - E_{br} \right] F_{tr} \quad (36.1)$$

2) Para el cielo:

$$H_s + E_{bs}[F_{ss} - 1] + q_s'' \left[F_{ss} + \frac{1}{\varepsilon_s}(1 - F_{ss}) \right] = \left[q_t'' \left(\frac{1}{\varepsilon_t} - 1 \right) - E_{bt} \right] F_{st} + \left[q_r'' \left(\frac{1}{\varepsilon_r} - 1 \right) - E_{br} \right] F_{sr} \quad (36.2)$$

3) Para la pared refractaria:

$$H_r + E_{br}[F_{rr} - 1] + q_r'' \left[F_{rr} + \frac{1}{\varepsilon_r}(1 - F_{rr}) \right] = \left[q_t'' \left(\frac{1}{\varepsilon_t} - 1 \right) - E_{bt} \right] F_{rt} + \left[q_s'' \left(\frac{1}{\varepsilon_s} - 1 \right) - E_{bs} \right] F_{rs} \quad (36.3)$$

Resolviendo estas tres ecuaciones se obtiene un sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas: E_{br} , q_t , q_s ; ya que en este caso $q_r=0$ y por lo tanto deja de ser una incógnita. Si se quisiera considerar que tenemos una pérdida de calor por conducción a través de la pared refractaria se pondría un valor a q_r distinto de cero y por lo tanto el sistema de ecuaciones no cambiaría.

Una vez que se ha calculado la potencia térmica neta transmitida por radiación hacia los tubos, es necesario tener en cuenta las pérdidas de calor que se tienen debido a la convección.

Las expresiones empíricas que se utilizan para calcular las citadas pérdidas, han sido obtenidas de los capítulos 7, 8 y 9 del libro: “Fundamentos de Transferencia de Calor” escrito por F.P Incropera y D.P DeWitt.

El coeficiente de transferencia de calor se obtendrá como una combinación del coeficiente de transferencia de calor de flujo cruzado h_{cc} cuando existe velocidad del viento y el de convección natural h_{nc} de acuerdo a la siguiente expresión:

$$h = \sqrt[4]{h_{cc}^4 + h_{nc}^4} \quad (37)$$

donde el coeficiente de transferencia de calor en flujo cruzado se calculará con la correlación de Churchill y Bernstein:

$$Nu_{cc} = 0,3F_{corr} + \frac{0,62(f_{corr} Re_D)^{0,5} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{f_{corr} Re_D}{2,82 \cdot 10^5} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (38)$$

donde F_{corr} y f_{corr} son unos factores correctores que son función de la dirección del viento.

El coeficiente de transferencia de calor por convección natural se ha calculado de acuerdo con la siguiente correlación empírica:

$$Nu_{nc} = \left[0,825 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (39)$$

Una vez que está calculado el coeficiente de transferencia de calor, las pérdidas de calor por convección se evaluarán con la siguiente expresión:

$$q_{conv,t} = hA_t(T - T_{amb}) \quad (40)$$

Siendo T_{amb} la temperatura ambiente que hay en el exterior del receptor.

El coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior de los tubos se calcula a partir de la correlación de Petukov (obtenida del libro “Fundamentos de la Transferencia de Calor” escrito por F.P Incropera y D.P DeWitt):

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_{sal}}{d_{int}} \quad (41)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} Re Pr}{K_1 + K_2 \left(\frac{f}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (42)$$

donde Re es el número de Reynolds del fluido que circula por el interior del tubo, Pr es el número de Prandtl, f es el factor de fricción del fluido y k_{sal} es la conductividad térmica del fluido.

$$f = \frac{1}{4(1,82 \log(Re) - 1,64)^2} \quad (43)$$

$$K_1 = 1 + 13,6 \cdot f \quad (44)$$

$$K_2 = 11,7 + 1,8 \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} \quad (45)$$

Para resolver estos sistemas de ecuaciones es necesario suponer a priori una temperatura de los tubos que se llamará T_t^* antes de resolver el sistema de ecuaciones. Los tubos se dividirán en 7 secciones de igual tamaño. Esta división se realiza para calcular con mayor precisión la ganancia o pérdida energética del fluido térmico. Conocida la temperatura de entrada de la sal a la sección y la radiación reflejada sobre esa superficie, se calcula la temperatura de salida del fluido. Ésta temperatura de salida de una sección, es la temperatura de entrada en la siguiente sección y así

sucesivamente hasta recorrer la longitud del tubo. Para cada sección se calculará el coeficiente de transferencia de calor.

Una vez resuelto se obtiene una temperatura para cada sección de los tubos T_t y se comparará con la supuesta inicialmente y, si no son suficientemente similares, se usará el valor obtenido para T_t como nueva estimación, T_t^* . Este proceso se repite hasta que el modulo de la diferencia entre T_t y T_t^* , en cada una de las secciones del tubo, sea menor que una tolerancia considerada.

El proceso iterativo cuenta con los siguientes parámetros previos escogidos y se resume en la siguiente tabla, (en el ANEXO 6 se puede ver el código de MATLAB desarrollado para el proceso iterativo):

Nº máximo de iteraciones	2000
Tª inicial de los tubos	600
Nº de secciones de los tubos	7
Tolerancia	0.001

Tabla 1: Tabla de parámetros utilizados en el proceso iterativo

Los pasos realizados en la secuencia de cálculo son los siguientes:

- 1º) Estimación de una temperatura inicial de los tubos T_t^* .
- 2º) Resolución el sistema de ecuaciones para las tres superficies y obtener $q_{t,rad}$, q_s y E_{br} . (ecuación 36) para cada una de las secciones del tubo.
- 3º) Cálculo de las pérdidas de calor por convección en los tubos y obtención de q_t en cada sección.
- 4º) Obtención del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos.
- 5º) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en los tubos incluyendo la resistencia de ensuciamiento como:

$$U = \left[\frac{1}{h_i} \cdot \frac{d_{t,ext}}{d_{t,int}} + \frac{\log\left(\frac{d_{t,ext}}{d_{t,int}}\right) \cdot d_{t,ext}}{2k_t} + R_{foul} \cdot \frac{d_{t,ext}}{d_{t,int}} \right]^{-1} \quad (46)$$

Siendo h_i el coeficiente de transferencia de calor por convección y R_{foul} es la resistencia térmica de ensuciamiento de los tubos, su valor es $8,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (Departamento de Energía Térmica y de Fluidos).

- 6º) Evaluación del Número de Unidades de Transferencia de calor (NTU).

$$NTU = \frac{U \cdot A_t}{\dot{m}_t \cdot C_{p_{salts}}} \quad (47)$$

7º) Obtención de la temperatura de los tubos. Por simplicidad, se supone uniforme en cada una de las secciones en las que se dividen dichos tubos. Se calcula a través de la ecuación del balance de energía:

$$T_t = \frac{T_{in} - T_{out} \cdot \exp(NTU)}{1 - \exp(NTU)} \quad (48)$$

siendo T_{in} la temperatura de entrada en cada sección y T_{out} la temperatura de salida.

8º) Comparación de la temperatura de tubos supuesta inicialmente con la calculada.

$$|T_t^* - T_t| \leq \text{tolerancia} \quad (49)$$

Esta comparación ha de realizarse para cada sección del tubo. Si en alguna de las secciones la diferencia de temperaturas es mayor que la tolerancia definida, se volverá a comenzar el proceso. Para ello se utilizará la temperatura obtenida (T_t) como temperatura inicial de los tubos (T_t^*) y se vuelve a comenzar en el apartado 2.

4.3.1 RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE.

La radiación solar es el conjunto de radiaciones electromagnéticas que son emitidas por el sol. Dentro del sol se suceden gran cantidad de reacciones de fusión nuclear que producen una pérdida de masa que se transforma en energía. La forma que tiene el sol de liberar la energía es a través de la radiación solar.

No toda la radiación que emite el sol nos llega hasta la tierra, ya que gran parte de esta radiación es absorbida por los gases que se encuentran en la atmósfera.

La radiación solar que incide sobre la tierra es conocida como radiación solar incidente y su intensidad (potencia por unidad de área perpendicular a la dirección de propagación de la radiación) se representa en este informe de proyecto como \tilde{I}_o . El valor de esta radiación no es constante y está condicionado a las condiciones meteorológicas.

La variación de la radiación varía tanto a lo largo del día como en función de la estación meteorológica del año en la que nos encontremos. Las condiciones meteorológicas como puede ser la presencia de nubes y el polvo en suspensión, afectan a la llegada de la radiación solar a la superficie terrestre. Estos fenómenos meteorológicos actúan como barreras protectoras dejando llegar a la tierra una menor radiación, ya que cierta radiación incidente la absorben ellos mismos y otra parte de la radiación la reflejan hacia el exterior de la atmósfera.

Los valores de radiación utilizados en este proyecto, han sido obtenidos de la Comisión Europea a través del Instituto de la Energía y el Transporte. Los valores tomados para la resolución del proyecto, son los correspondientes a los del día que se encuentra en la mitad de la estación y suponiendo que ese día se encuentra el cielo despejado, es decir, que no existen fenómenos meteorológicos que afecten a la radiación incidente.

En el gráfico 2 se puede ver la radiación solar incidente en el municipio de Aranjuez, ubicación seleccionada para la planta, para un día central de cada estación del año. El eje horizontal está expresado en horas solares.

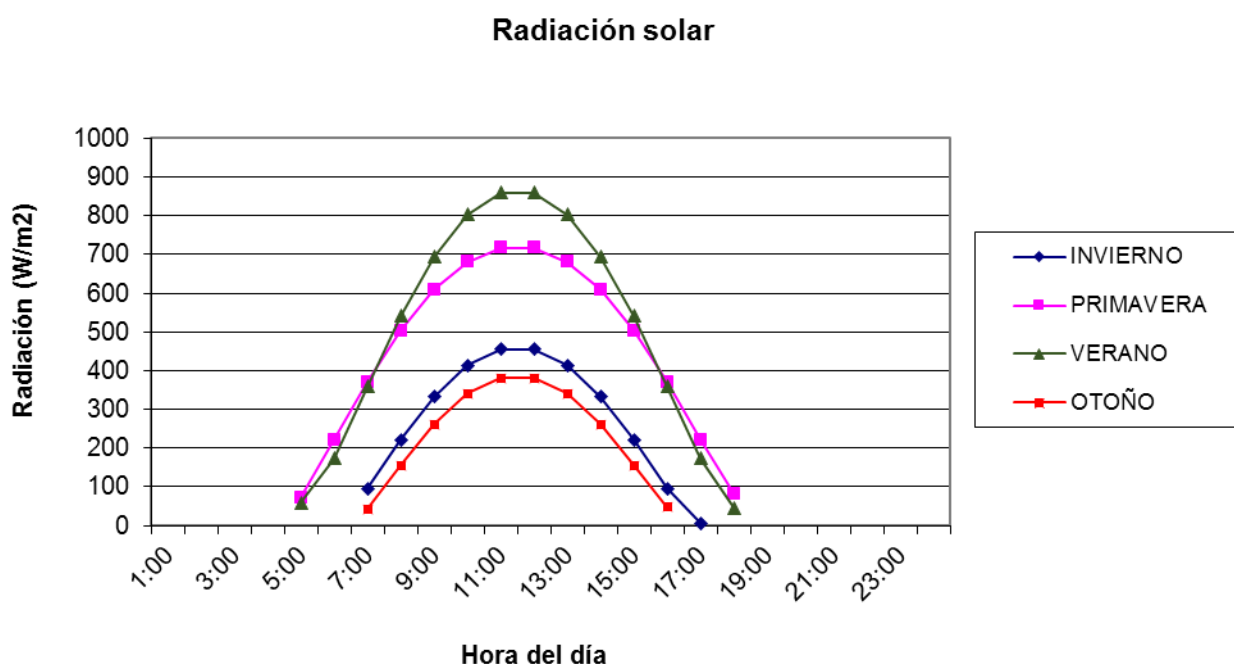


Gráfico 2: Radiación solar incidente en el municipio de Aranjuez

Como se puede apreciar en el gráfico 2, la radiación incidente en los meses de mayor insolación es más del doble de la correspondiente a los meses de menor insolación, obteniéndose valores de hasta 850 W/m^2 en los meses estivales, frente a los 380 W/m^2 de los meses invernales.

5) MODELOS UTILIZADOS EN EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO Y EN EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:

5.1) DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO.

La información contenida en este apartado ha sido consultada en la “Guía Técnica de la Energía Solar Termoeléctrica- FENERCOM 2012”.

A pesar de su uso generalizado, las tecnologías renovables al igual que las tecnologías solares sufren la limitación de tener un perfil de funcionamiento impredecible debido a las variaciones climáticas. Una de las soluciones para este problema en las centrales termosolares es el almacenamiento de energía en forma térmica.

Este sistema permite a la planta tener un perfil de carga de generación eléctrica que satisfaga las necesidades específicas del mercado y desvincular la recogida de energía solar a la producción de energía.

A continuación, se van a describir los tipos de sistemas de almacenamiento térmico más conocidos en la actualidad y se explicará más detalladamente el que se ha decidido incluir en el diseño de la central a estudio.

1º) Almacenamiento por cambio de temperatura (calor sensible): el calor sensible cambia la temperatura de un medio. Subir esta temperatura supone deponer calor sensible en él.

La relación entre el cambio de energía y la temperatura en un medio, es lo que se conoce como la capacidad térmica de dicho medio. Por ejemplo, la capacidad térmica del agua en estado líquido y del helio son muy altas, pero para las centrales termosolares, no son válidos ya que disponen de un punto de ebullición bajo. Debido a esto, se tiene que recurrir a líquidos estables con puntos de ebullición altos.

En la tabla 2, se pueden observar las propiedades de diversos materiales utilizados para almacenamiento de calor sensible.

	Temp. min. [°C]	Temp. max. [°C]	Densidad [kg/m³]	Conduc-tividad térmica [W/mK]	Capacidad térmica Cp [kJ/kg K]	Coste medio [US\$/kg]
Medios líquidos						
Agua	0	100	1.000	0,597	4,18	<0,01
Aceite mineral	200	300	770	0,12	2,6	4,2
Aceite de silicona	300	400	900	0,10	2,1	80
Sales Nitratos	265	565	1.870	0,52	1,6	3,7
Sodio líquido	270	530	850	71,0	1,3	21
Sales Carbonatos	450	850	2100	2,0	1,8	11,0
Medios sólidos						
Hormigón armado	200	400	2.200	1,5	0,85	1
Acero colado	200	700	7.800	40	0,6	60
Ladrillos refractarios Silica	200	700	1.820	1,5	1,0	7,0
Ladrillos refractarios Magnesita	200	1.200	3.000	5,0	1,15	6

Tabla 2: Propiedades de los materiales utilizados para almacenamiento térmico sensible.

Fuente: Guía Técnica de la Energía Solar Termoelectrica.

2º) Almacenamiento por cambio de fase (calor latente): el calor latente es la energía que es necesaria para que un líquido pase a su estado gaseoso, es decir, la energía que es necesaria para que un líquido se evapore. Dicho proceso es isoterma (se produce a T^a constante) si la presión es invariable. La fase de liberación de energía consiste en hacer pasar el fluido de estado gaseoso a estado líquido o bien de estado líquido a estado gaseoso.

Para la construcción de un sistema de este tipo, hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- El cambio de fase se produce a T^a constante y a una determinada T^a
- El cambio líquido/gaseoso está asociado a una gran expansión de volumen.
- Con el cambio líquido/sólido también cambia el mecanismo de transporte de calor de convección a conducción.

Para elegir el medio de almacenamiento, hay que tener en cuenta: la T^a de fusión y su adecuación con la T^a del proceso, y el calor de fusión, que determina la capacidad de almacenamiento. En la tabla 3, se pueden ver las propiedades de varios materiales.

	Temperatura de Fusión [°C]	Capacidad térmica Cp [kJ/kg K]	Densidad [kg/m³]	Calor de fusión [kJ/kg]	Conduc-tividad térmica [W/mK]
Agua	0	4,18	1.000	333,2	0,597
Parafina	112	2,1	n.a.	213	0,10
NaNO ₃	307	1,10	2.260	172 ... 199	0,50
KNO ₃	337	0,95	2.110	95 ... 266	0,50
NaCl	800	n.a.	2.160	466 ... 492	5

Tabla 3: Propiedades de materiales usados para almacenamiento de calor latente.

Fuente: Guía Técnica de la Energía Solar Termoelectrica.

3º) Reacciones termo-químicas en el medio de almacenamiento que sean asociadas a un efecto de calor (calor de reacción): este sistema de almacenamiento está basado en la absorción de energía requerida para la separación de enlaces de los reactantes durante reacciones químicas (carga del sistema). Para la descarga del sistema se ponen en contacto los reactantes antes mencionados y se hacen reaccionar.

Este tipo de almacenamiento solo ha sido probado en laboratorios, y su principal ventaja es la ausencia de pérdidas térmicas. En la tabla 4, se pueden observar reacciones utilizadas y la capacidad de almacenar energía que tienen.

Compuesto	Reacción	Temperatura de reacción [°C]	Densidad de energía
Carbonato de hierro	$\text{FeCO}_3 \leftrightarrow \text{FeO} + \text{CO}_2$	180	2,6 GJ/m ³
Hidridos de metales	$\text{Metal } x\text{H}_2 \leftrightarrow \text{metal } y\text{H}_2 + (x-y)\text{H}_2$	200-300	4 GJ/m ³
Oxido de Magnesio	$\text{MgO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Mg}(\text{OH})_2$	250-400	3,3 GJ/m ³
Amoniaco	$\text{NH}_3 + \Delta\text{H} \leftrightarrow 1/2\text{N}_2 + 3/2\text{H}_2$	400-500	67 J/mol

Tabla 4: Reacciones de materiales de almacenamiento termo-químico.

Fuente: Guía Técnica de la Energía Solar Termoelectrica.

Para la central en estudio, se utilizará un sistema de almacenamiento de calor sensible, por ser uno de los más probados y por poder usar como fluido de almacenamiento la sal fundida procedente del receptor. Dentro de este sistema hay dos tipos de construcciones:

1ª) El sistema Thermocline: éste sistema utiliza un solo depósito como medio de almacenamiento con un gradiente térmico vertical, es decir, las Tª altas se encuentran en la parte superior y las bajas en la parte inferior.

Además del fluido térmico, el depósito también lleva un relleno de un material de bajo coste, que conlleva la gran parte de la capacidad térmica del sistema. Este material, además evita la mezcla convectiva y reduce la cantidad del fluido necesaria para acumular calor en el depósito.

El funcionamiento del sistema Thermocline es muy sencillo, se coge fluido de la parte inferior, se hace pasar por la zona de calentamiento y retorna a la parte superior. Para la descarga de energía se procede de forma inversa, se extrae fluido de la parte superior del depósito, después se hace pasar por la zona de generación de vapor y finalmente se descarga en la parte inferior del depósito.

2º) Sistema de dos depósitos: en éstos sistemas los potenciales de Tª son representados por un depósito de baja Tª y por uno de alta. La forma de cargar el sistema es muy sencilla, se bombea el fluido desde el depósito de baja Tª hacia el de alta, atravesando la zona de calentamiento.

En el sistema de dos depósitos, el fluido de almacenamiento suele ser una mezcla de sales fundidas, que requieren altas temperaturas para evitar su cristalización. Debido a esto, el circuito de la sal y los dos depósitos van equipados con calentadores que mantienen el fluido en estado líquido en caso de falta de calor solar.

La ventaja de este sistema de dos depósitos frente al de un único depósito viene dada por el ahorro en el coste del material, ya que puedes adaptar cada depósito a las temperaturas de trabajo, mientras que en el de un único depósito tienes que fabricarle para aguantar las T^a del fluido caliente, estando sobredimensionado para el fluido frío.

En nuestra planta utilizaremos éste último modelo y el fluido se calentará directamente desde el campo solar, es decir, cogeremos la sal del depósito frío y la bombearemos hacia la caldera (receptor central) del campo solar.

Debido a este sistema, la planta se podrá diseñar para maximizar la producción de electricidad durante un periodo de demanda máxima o para continuar la producción de electricidad después de la puesta del sol.

La figura 22 ilustra cómo el sistema de almacenamiento térmico puede ser utilizado para "cambiar" la producción de electricidad para el período de máxima demanda. La energía solar se recoge cuando el sol comienza a brillar, y la electricidad se produce mientras el sol irradia y después de la puesta de sol, hasta aproximadamente 6 horas más tarde con el fin de generar electricidad durante un período de máxima demanda.

La línea roja representa la irradiación solar directa, la línea de color azul representa la potencia eléctrica directamente generada en la central por el flujo de sal que no se invierte en ser acumulada en el depósito de almacenamiento térmico y la línea azul punteada representa la generación de potencial eléctrico por el flujo de fluido térmico que se encontraba almacenada.

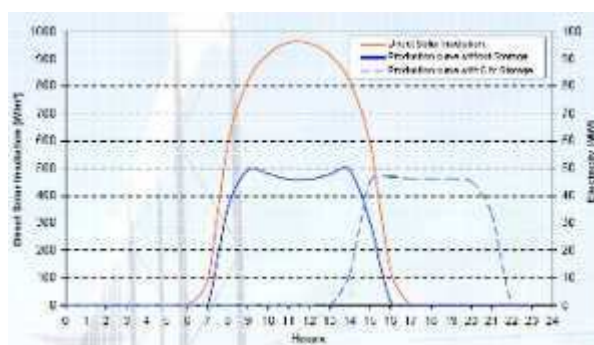


Figura 22: Variación de la producción de energía en función del sistema de almacenamiento

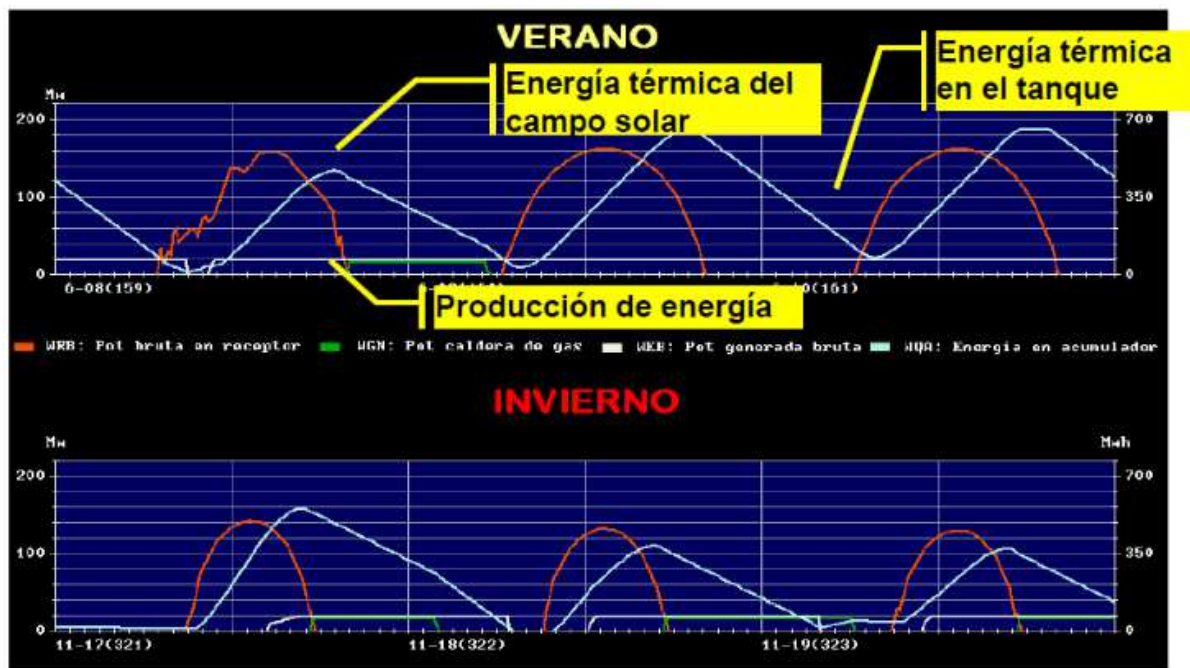


Figura 23: Irradiación recibida, energía almacenada y potencia generada en varios días consecutivos de verano.

Fuente: Torresol Energy. Genera 2011. Jornada de la energía solar termoeléctrica. Ponencia: Gemasolar, central de 17MW de torre con sales fundidas y almacenamiento.

Un ejemplo de sistema de almacenamiento térmico mediante sales fundidas los constituye la central de Gemasolar, descrita en el apartado 3.1. Gracias al sistema de almacenamiento, la central de Gemasolar, en días de verano, ha llegado a estar generando electricidad las 24 horas del día. En la figura 23, que presenta varias escalas, se puede observar la evolución del sistema de almacenamiento de la central Gemasolar en varios días de verano y de invierno consecutivos. La línea roja muestra la irradiación recibida por el campo solar, la línea azul la energía almacenada, mientras que la línea verde muestra la potencia neta generada y exportada a la red cuando se usa el fluido térmico que se encuentra almacenado.

En este gráfico se puede advertir, que la curva de irradiación hace crecer el nivel de almacenamiento, hasta que la irradiación no es suficiente para hacer funcionar la turbina a potencia nominal, y comienza a descargarse progresivamente el sistema de almacenamiento, hasta “casi” llegar al cero, pero antes de llegar, la central comienza a recibir la irradiación del día siguiente, lo que permite recargar el sistema y tener trabajando la turbina a régimen nominal.

Otro ejemplo de sistema de acumulación con sales fundidas es el de la central solar Andasol 1, que dispone de una turbina de 50 megavatios, tiene dos tanques de aproximadamente 14 metros de altura y 36 metros de diámetro. Con este sistema de almacenamiento puede estar la central funcionando a pleno rendimiento durante 7,5 horas.

La forma más usada de sal fundida es una mezcla de nitrato de sodio al 60% y de nitrato de potasio al 40%. Dicha sal es un fluido no inflamable y no tóxico, y también ha sido utilizado en la industria química y en la de los metales como transportador de calor.

Debido a todo lo anterior, esta mezcla de sal al 60% de nitrato de sodio y 40% de nitrato de potasio (de ahora en adelante 'sal', por simplicidad) será el usado como fluido término y acumulador de calor en el presente proyecto.

La sal tiene una temperatura de fusión de 221° C. Se mantiene líquida a 290 ° C en el tanque de almacenamiento en frío, que se encuentra aislado térmicamente. La sal fundida es bombeada para que circule a través del receptor solar donde se calentará a temperaturas superiores a 500° C. Después se envía al tanque de almacenamiento de calor, que se encontrará bien aislado para que la energía térmica pueda ser almacenada durante un intervalo de tiempo relativamente largo, típicamente hasta una semana.

Un problema que pueden tener estos sistemas de almacenamiento de sales fundidas es que la sal podría congelarse durante olas des frío, para evitar esta congelación se debería introducir calor en los depósitos, por lo que se reduciría la producción de energía. La industria ha buscado soluciones a este problema y se han realizado mejoras respecto a los primeros diseños para reducir al mínimo la necesidad de calentar la sal. Estos cambios son por ejemplo: ir reduciendo el número de válvulas, y tanto estas como el intercambiador de calor y como las bombas están diseñados para poder ser drenados. Otro cambio se produce en las bombas que no pueden ser drenadas, estas se ubicarán dentro del tanque para que no tengan que ser calentadas por separado. Realizando estos cambios se estima que las perdidas anuales de energía del sistema de almacenamiento serán solo de un 5% (Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos).

En la figura 24 se puede apreciar el sistema de almacenamiento de calor, en el que se ven perfectamente los dos tanques de almacenamiento así como el intercambiador de calor.

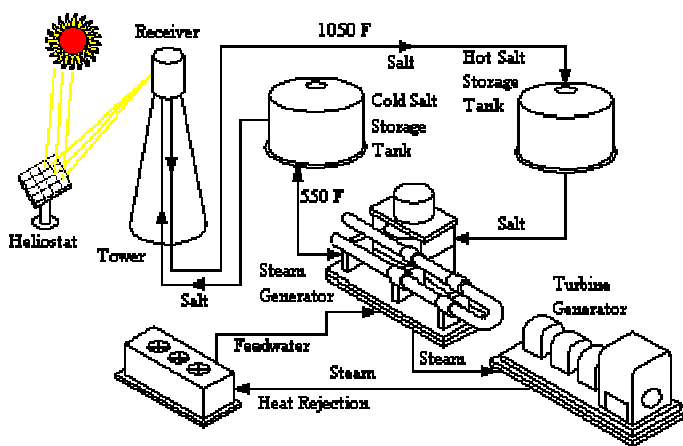


Figura 24: Esquema del sistema de almacenamiento de calor.

Fuente: The Energy Library [<http://theenergylibrary.com/node/446>]

Centrándonos en el proyecto a estudio, la temperatura de la sal a la salida del receptor es de 500°C con un error de $\pm 5^\circ\text{C}$. Para conseguir que ésta temperatura sea constante se varía la velocidad de paso por el receptor del fluido térmico. Esto es necesario ya que la radiación incidente sobre el receptor no es constante a lo largo del día.

Cuando la radiación solar reflejada sobre el receptor es grande, el gasto másico del fluido térmico que circula por el receptor es mayor que el flujo nominal de sal que entra al intercambiador; este exceso de gasto másico es el que se dirige al sistema de almacenamiento térmico.

Es decir:

$$\dot{m}_{s.alm} = \dot{m}_{recep} - \dot{m}_{inter} \quad (50)$$

donde: \dot{m}_{recep} es el gasto másico que circula por el receptor, \dot{m}_{inter} es el gasto másico nominal que entra al intercambiador y $\dot{m}_{s.alm}$ es el gasto másico que se dirige al sistema de almacenamiento. Las unidades de estos gastos másicos son kg/s.

El funcionamiento de la central viene marcado por la temperatura de entrada de la sal al intercambiador y por su gasto másico. Como se ha comentado anteriormente, esta temperatura tiene un valor de 500°C, mientras que el gasto másico será de 200 kg/s (Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos).

Conociendo estas condiciones, el funcionamiento de la central será el siguiente:

- 1º) Si la radiación solar reflejada sobre el receptor no es la suficiente para calentar a 500°C el gasto másico nominal que entra al intercambiador y el sistema de almacenamiento térmico está descargado. El fluido térmico no circulará por el intercambiador de calor para generar vapor, pero puede recircular por el circuito de sales.

En éste periodo de tiempo se está dejando de obtener energía térmica. En las centrales de éstas características, se asume ésta pérdida habitualmente, ya que antes de la salida del sol se vacía el circuito de las sales que se dirigen hacia el receptor.

- 2º) Si la radiación solar reflejada sobre el receptor es la suficiente para calentar a 500°C el gasto másico nominal que entra al intercambiador. El fluido térmico se hace circular por el receptor, una vez que tiene la temperatura nominal de entrada al intercambiador se hace pasar por este para generar vapor. El vapor generado se dirige a la turbina de vapor, que provoca el giro del generador y comienza la producción de energía eléctrica.

- 3º) Con el aumento de la radiación reflejada sobre el receptor, aumenta el flujo de sal que circula por el receptor. Por lo que $\dot{m}_{s.alm} > 0$ (ecuación 50), este gasto másico es el que se dirige al sistema de almacenamiento térmico.

- 4º) Cuando la radiación incidente no es capaz de calentar a 500°C el gasto másico nominal de entrada al intercambiador y el sistema de almacenamiento está cargado el funcionamiento de la central es el siguiente. Se hace circular el fluido térmico por la caldera reduciendo su gasto másico para que su temperatura de salida sea de 500°C. Debido a que el gasto másico de entrada al intercambiador es mayor que el que sale del receptor, el sistema de almacenamiento térmico comienza a descargarse. El gasto másico que no circula por la caldera es extraído del sistema de almacenamiento térmico. Es decir, el sistema de almacenamiento cede parte de la masa que tiene almacenada.
- 5º) Cuando la radiación reflejada vaya disminuyendo, la sal disminuye su velocidad de paso por los tubos del receptor para mantener constante la temperatura de salida. La velocidad mínima de paso por los tubos de la sal es de 1m/s, ya que a velocidades inferiores pueden formarse islas donde el flujo quede remansado pudiendo provocar el aumento de la temperatura de los tubos. Si la radiación reflejada hace que la temperatura de paso por los tubos tenga que ser menor a 1m/s, la sal deja de circular por el receptor. Debido a esto, el gasto másico de sal de entrada al intercambiador proviene completamente del sistema de almacenamiento térmico. La central funcionará en estas condiciones hasta que el depósito de sales calientes se haya vaciado completamente.
- 6º) Cuando el sistema de almacenamiento térmico se haya descargado completamente la central vuelve a encontrarse en la situación mencionada en el punto 1.

5.2) DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE INTERCAMBIADOR

La información contenida en este apartado ha sido obtenida del capítulo 11 del libro “Fundamentos de Transferencia de Calor” escrito por F.P. Incropera y D.P DeWitt.

Antes de comenzar a diseñar el intercambiador de calor que se va a usar, hay que conocer los tipos de que existen y cual es el más conveniente para esta central, a continuación se van a detallar los tipos que hay en el mercado.

Normalmente se suelen clasificar de acuerdo a dos cuestiones: el tipo de construcción y la configuración de los flujos.

Para esta segunda clasificación el intercambiador de calor más sencillo es el de *tubos concéntricos*. En este tipo ambos fluidos se mueven en la misma dirección (flujo paralelo, figura 25(a)) o en direcciones contrarias (contraflujo, figura 25(b)). En flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo, circulan en la misma dirección y salen por el mismo extremo. Por el contrario en contraflujo, entran y salen por extremos opuestos y discurren en direcciones opuestas.

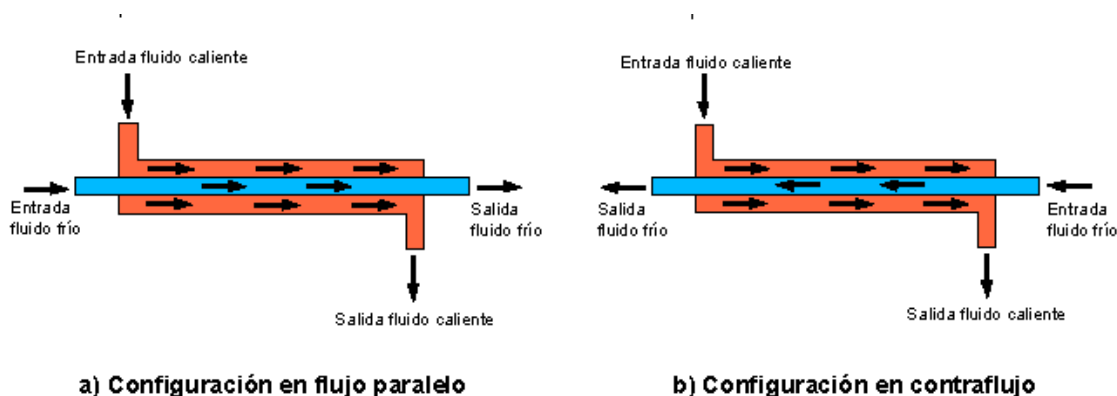


Figura 25: Intercambiadores de calor de tubos concéntricos: en flujo paralelo (a) y en contraflujo (b).

Fuente: Biotecnología Práctica y Aplicada [<http://bioreactorcrc.wordpress.com/2008/01/>]

Otra configuración de intercambiador es aquella en la que los flujos son perpendiculares entre sí (*flujo cruzado*), como se muestra mediante los intercambiadores de calor tubulares con o sin aletas; ambos tipos se pueden apreciar en la figura 26. La diferencia de estas dos configuraciones se encuentra en el fluido que se mueve sobre los tubos, que se encuentre mezclado o no-mezclado.

En la figura 26b el fluido se considera no-mezclado, ya que las aletas impiden el movimiento en la dirección transversal a la del fluido principal. En este caso la temperatura del fluido varía en ambas direcciones. Por el contrario, en los intercambiadores de flujo cruzado sin aletas de la figura 26^a, es posible el movimiento de los fluidos transversalmente, que consecuentemente es mezclado

y por lo tanto las variaciones de temperatura se producen principalmente en la dirección del fluido principal. En el intercambiador con aletas ambos fluidos se encuentran sin mezclar mientras que en el intercambiador sin aletas el flujo que circula por fuera de los tubos está mezclado y el del interior de los tubos circula sin mezclarse. Debido a esto, la naturaleza de la condición de la mezcla puede llegar a influir de manera considerada en el funcionamiento del intercambiador.

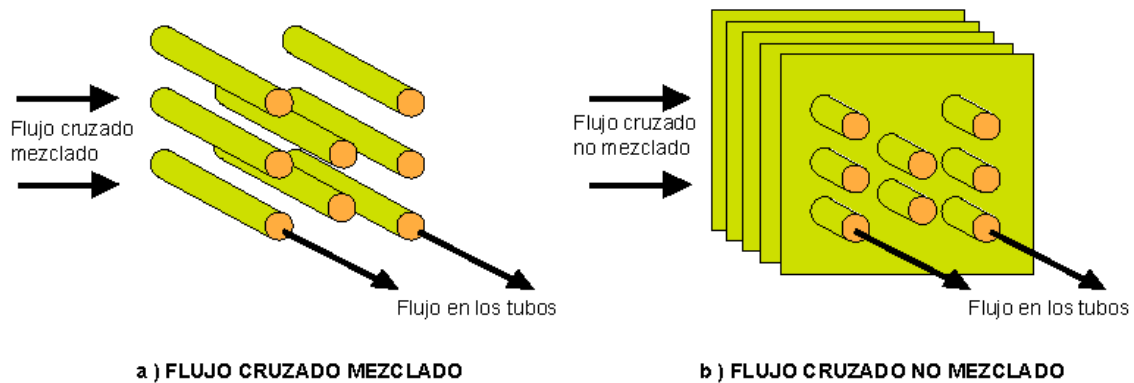


Figura 26: Intercambiadores de calor de flujo cruzado sin aletas (a) y con aletas (b).
Fuente: Biotecnología Práctica y Aplicada [http://bioreactorcrc.wordpress.com/2008/01/]

Una de las configuraciones más habituales en aplicaciones industriales es la del intercambiador de calor de tubos y carcasa. Las formas específicas se diferencian debido a las siguientes variables: el número de tubos y el número de pasos por la carcasa, siendo la forma más simple la que implica un solo paso por los tubos y por la carcasa, esta configuración se puede apreciar en la figura 27. Lo más común es que se instalen deflectores o baffles para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la carcasa al introducir turbulencia y una componente de la velocidad del flujo cruzado.

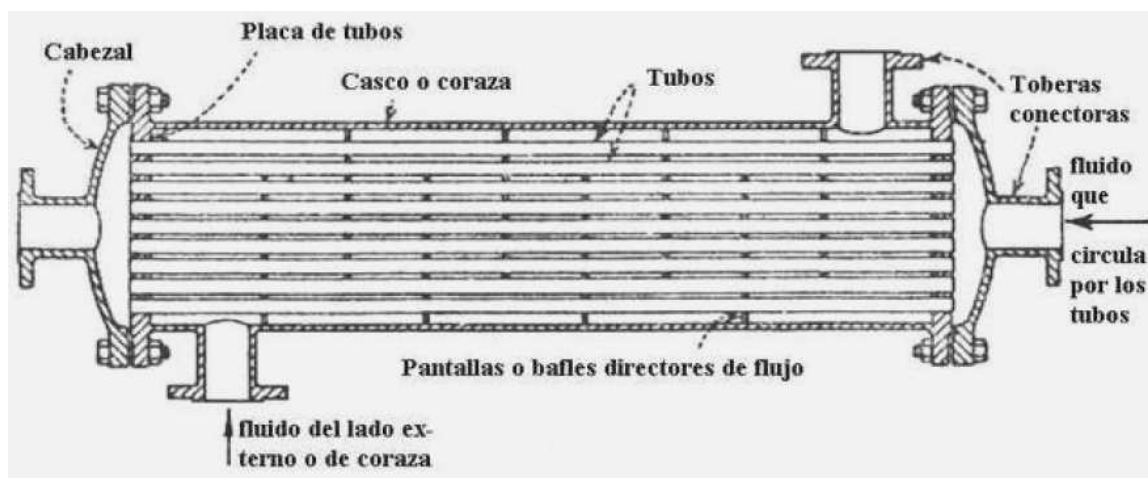
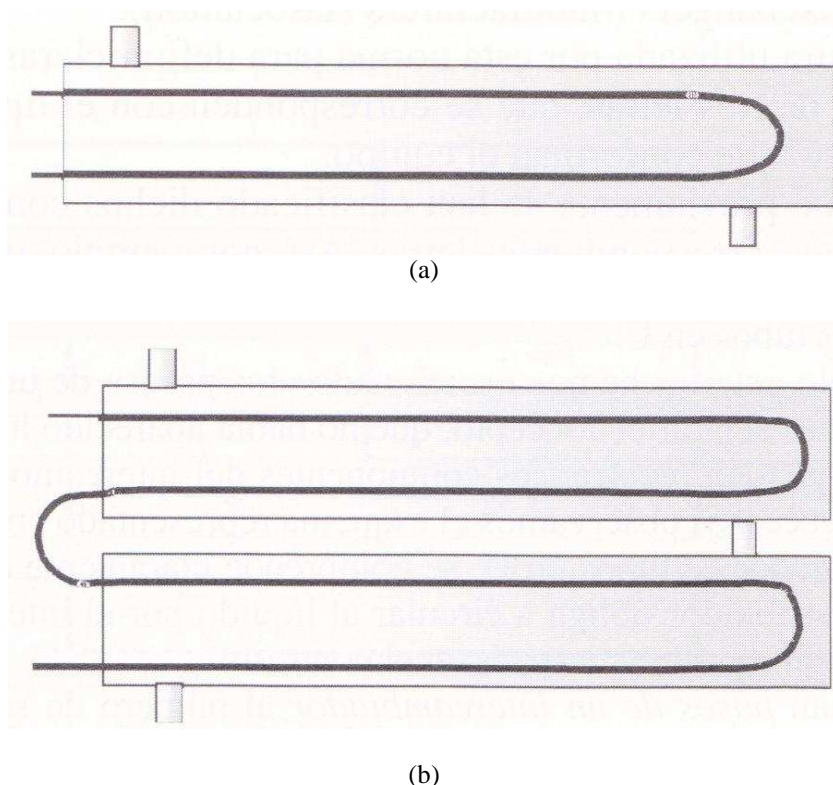


Figura 27: Intercambiador de calor de tubos y carcasa, con un solo paso por la carcasa y por los tubos.
Fuente: Antonio Valiente Barderas: Aplicaciones de transferencia de calor 2005.

En las siguientes imágenes se muestran diferentes configuraciones de intercambiadores de calor, tanto en función del número de pasos de tubos como por el número de carcassas.



(b)

Figura 28: Varios modelos de intercambiador de tubos y carcasa: (a) un solo paso por la carcasa y dos por los tubos, (b) dos pasos por la carcasa y cuatro por los tubos
Fuente: Transferencia de calor [<http://blogdetransferencia.blogspot.com.es/>]

Otra clase de intercambiadores es la denominada *intercambiadores de calor compactos*. Esta clase es especial y muy importante ya que se usa para conseguir una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen ($\geq 700\text{m}^2/\text{m}^3$).

Estos intercambiadores tienen disposiciones complejas de tubos con aletas o placas y se usan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas, y en consecuencia se caracteriza por tener un coeficiente de convección pequeño.

Dentro de esta clase se pueden encontrar diferentes configuraciones, los tubos pueden ser planos o circulares, como se puede apreciar en la figura 29 a, b y c; mientras que las aletas pueden ser de placa o circulares (ver la misma figura).

Los intercambiadores de calor de placas paralelas pueden ser con aletas y se pueden usar en modos de operación de un solo paso figura 29d o multipaso figura 29e. Los pasos de flujo asociados con intercambiadores de calor compactos normalmente son pequeños ($D_h \leq 5\text{mm}$) y el flujo por lo general suele ser laminar.

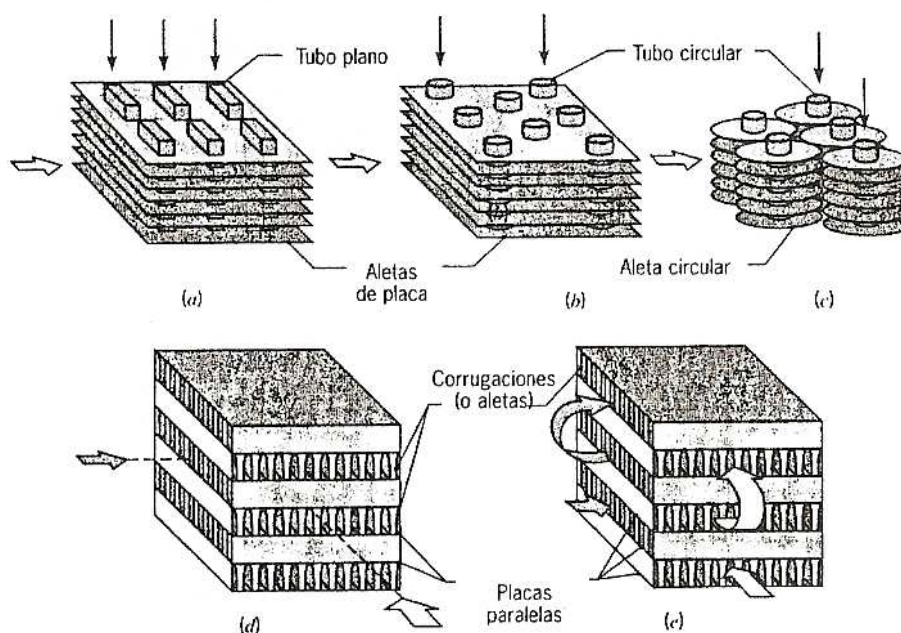


Figura 29: Tipos de intercambiadores de calor compactos.
Fuente: Fundamentos de la Transferencia de Calor, Incropera y De Witt (1999).

Observando los diferentes tipos de intercambiadores de calor que existen y teniendo en cuenta los requerimientos de intercambio de calor y tipo de flujo de la central solar del presente proyecto, se llega a la conclusión que el más adecuado para nuestro proyecto es el intercambiador de calor de tubos y carcasa.

Para comenzar a con el diseño del intercambiador de calor, se tienen que fijar los parámetros a los que se encontrará el circuito de vapor, ya que el circuito de la sal ya se encuentra determinado. Estos parámetros han sido proporcionados por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

La eficiencia térmica que tendrá el intercambiador de nuestra central será de $P=0,75$. Se toma este valor ya que es un valor común utilizado en el prediseño de intercambiadores de calor con el que se suelen lograr diseños con dimensiones razonables. La presión a la que se encontrará el agua después de pasar por la bomba será de 50 bares, la temperatura del agua a la salida del condensador será de 40°C (Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos). Mientras que las temperaturas del circuito de las sales, como ya se ha mencionado antes, serán las siguientes: la temperatura de entrada al intercambiador será de 500°C , mientras que la de salida tendrá un valor de 290°C . La masa de sal que entrará en el intercambiador será de 200kg/s .

Conociendo estos datos se calculará la temperatura de entrada del vapor de agua en la turbina, este paso se detallará más adelante, en el apartado correspondiente al ciclo de vapor.

Una vez que se encuentran fijados todos los parámetros necesarios para el diseño de intercambiador, se comenzarán a calcular el resto de incógnitas que nos guíen a obtener el tamaño

necesario. El primer paso será calcular la masa de agua que circulará por el ciclo de vapor, para ello se aplicará la siguiente expresión:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_{sal} \cdot C_{p_{sal}} (T_{is} - T_{os})}{h_{sal} - h_{i,w}} \quad (51)$$

siendo T_{is} la temperatura de entrada de la sal al intercambiador, T_{os} la temperatura de la sal a la salida del intercambiador, h_{sal} es la entalpía del agua a la salida del intercambiador y $h_{i,w}$ es la entalpía del agua a la entrada del intercambiador.

Debido a que se desconoce la temperatura de salida del agua (T_{ow}) se utilizará la expresión de la eficiencia térmica para calcular su valor.

$$P = \frac{T_{i_w} - T_{o_w}}{T_{i_w} - T_{i_s}} \quad (52)$$

Una vez conocido que el intercambiador de la central será de tubos y carcasa, para su diseño preliminar se aplicará el “método de Kern” (proporcionado en los apuntes de la asignatura Ingeniería Térmica 1); este análisis es muy sencillo, parte de utilizar las correlaciones para tubos en flujo cruzado con el fluido por la carcasa definiendo un diámetro y un gasto equivalente.

En este análisis, se comienza por configurar el número carcasa así como el paso de los tubos a través de ellas. En el caso que nos incumbe, se procederá de la siguiente forma:

- 1) Se halla cual es el valor de la relación de capacidades entre nuestros fluidos, para ello se debería utilizar la expresión

$$R = \frac{C_w}{C_s} \quad (53)$$

siendo C_w y C_s las capacidad calorífica del agua y de la sal

- 2) Una vez que son conocidos estos valores, se debe acudir a los gráficos que nos permiten calcular el factor de corrección F . Siendo F un factor de aproximación a la configuración ideal de contracorriente, que es la configuración que proporciona una mayor eficiencia térmica.

Entrando en la figura 30 (1ª gráfica: 1 única carcasa y dos pasos), con los valores antes hallados, si obtenemos un valor de $F > 0,8$, este diseño del intercambiador sería válido, por el contrario, si el valor de $F < 0,8$ debemos de pasar a una configuración de dos pasos por la carcasa y cuatro pasos de tubo, y calcular el valor de F a través de la figura 30, utilizando la segunda gráfica.

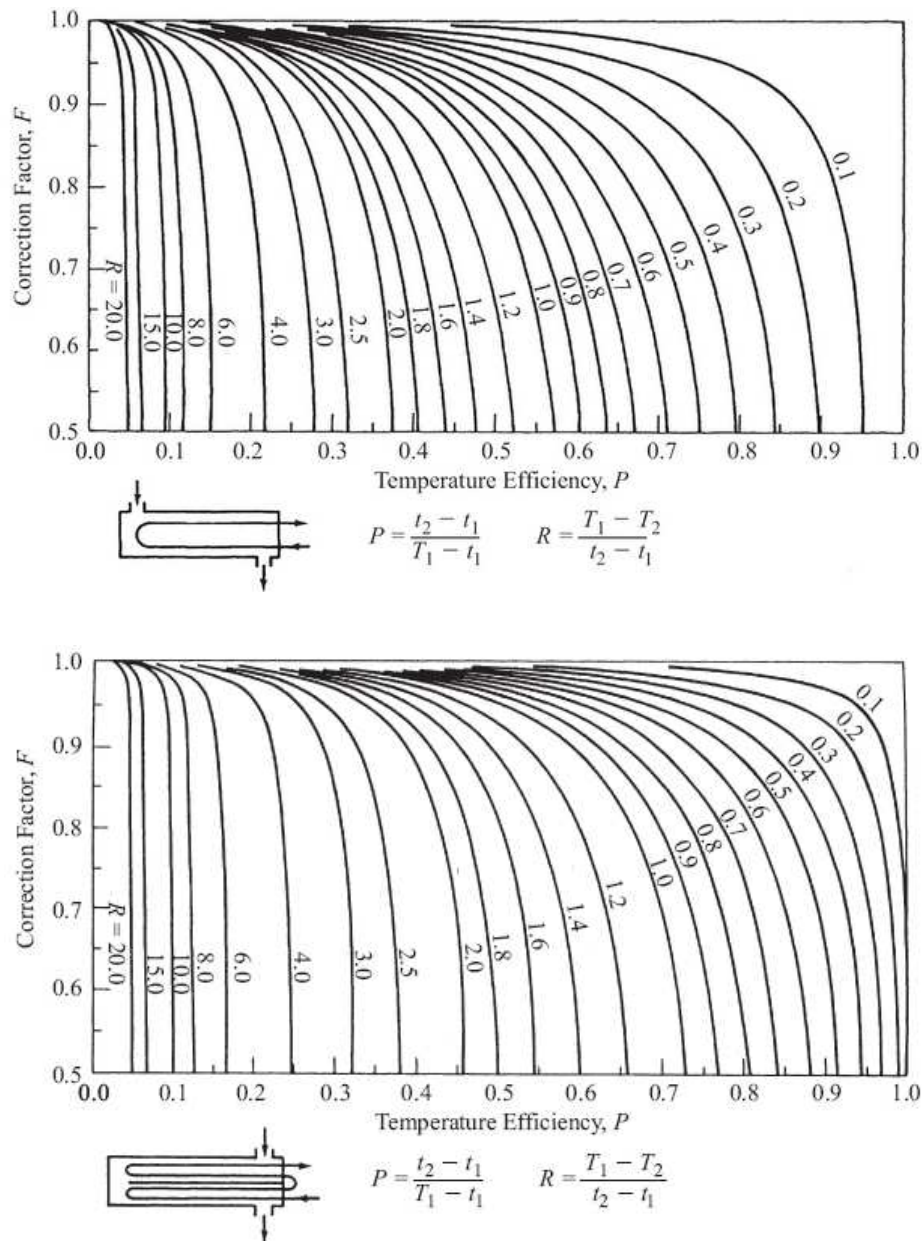


Figura 30: Factores de corrección para un intercambiador de calor de carcasa y tubo, en función de los pasos por la carcasa y del número de pasos de tubo.

Fuente: Fundamentos de la Transferencia de Calor, Incropera y De Witt (1999).

Si se construye un único intercambiador, dentro de este debe producirse el cambio de fase líquido-gas, debido a que la temperatura del agua superara su punto de ebullición. Si esto ocurre es muy difícil obtener el sobrecalentamiento del gas, puesto que éste tiende a ascender quedándose el líquido en la zona inferior.

Debido a este problema, se deben construir tres intercambiadores: en el primero se elevará la temperatura del líquido hasta el punto de ebullición, en el segundo se producirá la evaporación del agua y en el tercero se elevará la temperatura del gas hasta temperatura necesaria para ser introducido en la turbina de vapor.

Antes de comenzar con el diseño, hay que indicar que el fluido que circulará por el interior de los tubos será la sal, mientras que por el exterior de los tubos lo hará el agua, bien sea en estado líquido o gaseoso. Se ha elegido esta configuración debido a que si la sal circula por el exterior de los tubos pueden formarse remansos donde esta no circule, provocando que pueda llegar a solidificarse.

El diseño del economizador (primer intercambiador mencionado anteriormente) y del sobrecalentador (tercer intercambiador antes citado) se detalla a continuación:

Para el diseño de los intercambiadores se utilizará el método de la Diferencia Logarítmica Media de Temperaturas (LMTD)

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{ML} \quad (54)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de intercambio, F es el factor de corrección y ΔT_{ML} es la diferencia logarítmica media de temperaturas.

De las variables existentes en la ecuación 54, se conoce el valor del factor de corrección (F). Para el economizador y el sobrecalentador se obtiene entrando en la gráfica de la figura 30, mientras que para el evaporizador tendrá un valor de $F=1$, dado que ocurre un cambio de fase dentro de este intercambiador.

Para el cálculo de la potencia intercambiada en el intercambiador se utilizará la siguiente expresión:

$$q = C_s \cdot (T_{e_s} - T_{s_s}) = \dot{m}_s \cdot C_{p_s} \cdot (T_{e_s} - T_{s_s}) \quad (55)$$

el cálculo de la diferencia logarítmica media de temperaturas, se realizará a través de la ecuación siguiente:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{e_s} - T_{s_w}) - (T_{s_s} - T_{e_w})}{\ln \left(\frac{T_{e_s} - T_{s_w}}{T_{s_s} - T_{e_w}} \right)} \quad (56)$$

Obtener el valor del coeficiente global de transferencia de calor va a resultar un poco más complicado, puesto que hay que calcular el coeficiente de transferencia de calor para cada fluido:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_s \cdot A_{tubos}} + R_{TC, pared} + \frac{1}{h_w \cdot A_{carcasa}} \quad (57)$$

siendo h_s el coeficiente de convección de la sal, h_w el coeficiente de convección del agua, A_{tubos} es el área exterior de todos los tubos que hay dentro del intercambiador, A_{carcasa} es el área de la carcasa.

Para el prediseño del intercambiador no se tienen en cuenta directamente las resistencias de ensuciamiento de los tubos, pero su efecto se considerará mediante un sobredimensionamiento del área de transferencia del intercambiador.

Para el cálculo de h_s se tiene que proceder de la siguiente manera:

1º) Se calcula el valor de los números de Reynolds y de Prandtl, con las siguientes expresiones:

$$Re_{sal} = \frac{u_{sal} \cdot \rho_{sal} \cdot d_{tubo\ int}}{\mu_{sal}} \quad (58)$$

$$Pr_{sal} = \frac{Cp_{sal} \cdot \mu_{sal}}{k_{sal}} \quad (59)$$

siendo Cp , k y μ las propiedades de la sal calculadas a la temperatura media de la sal dentro del intercambiador. $d_{tuboint}$ será el diámetro interior de cada tubo que pasa por el intercambiador y cuyo valor será de 2,24 centímetros. Mientras que u_{sal} será la velocidad media de la sal circulando por cada tubo del intercambiador y se calculará con la siguiente expresión:

$$u_{sal} = \frac{\dot{m}_{sal}}{N_t \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot d_{tuboint}^2\right) \cdot \rho_{sal}} \quad (60)$$

siendo N_t el nº de tubos de entrada del flujo a la carcasa.

2º) Una vez calculado el número de Reynolds, el siguiente paso es calcular el número de Nusselt por el interior de los tubos, para ello tenemos que conocer si el flujo es laminar o turbulento, en este caso va a ser turbulento por lo tanto será necesario utilizar la correlación de Dittus-Boelter de enfriamiento:

$$Nu_{Dittus} = 0,023 \cdot Re_{sal}^{0,8} \cdot Pr_{sal}^{0,3} \quad (61)$$

3º) Finalmente se obtiene el valor del coeficiente de convección:

$$h_s = \frac{Nu_{Dittus} \cdot k_{sal}}{d_{tuboint}} \quad (62)$$

El cálculo del coeficiente de convección del agua (h_w) será un poco más complejo, ya que hay que tener en cuenta que el agua se desplaza por el intercambiador de calor como si atravesara un banco de tubos que se encuentra escalonado (se elegirá una configuración triangular con ángulo TLA=30°).

Debido a esto se tiene que calcular el valor del diámetro equivalente (D_e) y de la sección efectiva (S_s), que se realizará con las siguientes expresiones:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(0,86 \cdot P_t^2 - \frac{\pi \cdot d_{tubo}^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_{tubo}} \quad (63)$$

$$S_s = \frac{D_c}{P_t} \cdot (P_t - d_{tubo}) \cdot L_b \quad (64)$$

siendo P_t la distancia entre los tubos del intercambiador medida en la dirección perpendicular a la dirección del fluido (ver figura 31), d_{tubo} es el diámetro exterior de los tubos, D_c es el diámetro interior de la carcasa y L_b la distancia entre baffles.

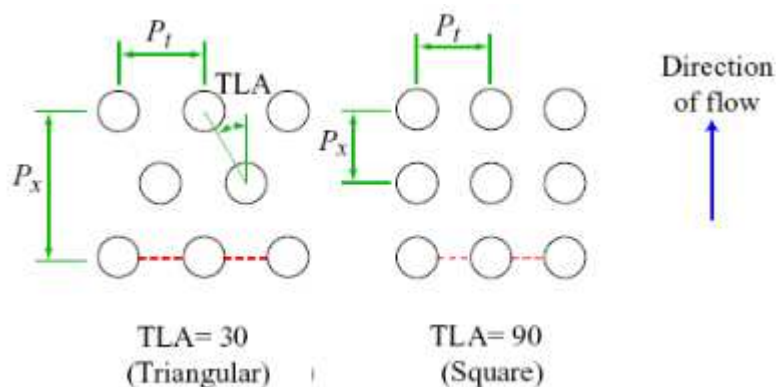


Figura 31: Esquema de representación de la distancia entre tubos dentro de un intercambiador.

Fuente: Apuntes de Ingeniería Térmica I, Universidad Carlos III

Una vez obtenida la sección efectiva y el diámetro equivalente del agua se calcularán los valores del número de Reynolds y del número de Prandtl, con las siguientes ecuaciones:

$$Re_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot D_e}{S_s \cdot \mu_{agua}} \quad (65)$$

$$Pr_{agua} = \frac{Cp_{agua} \cdot \mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (66)$$

una vez calculados estos valores, es siguiente paso es calcular el número de Nusselt para el agua que circula por el exterior de los tubos, para ello se va a utilizar la correlación del método de Kern (proporcionado en los apuntes de la asignatura Ingeniería Térmica 1):

$$Nu_{agua} = 0,36 \cdot Re_{max}^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \quad (67)$$

Una vez obtenido el valor del número de Nusselt se calcula el coeficiente de convección para el agua con la siguiente ecuación:

$$h_{agua} = \frac{Nu_{agua} \cdot k_{agua}}{d_{tubo}} \quad (68)$$

La siguiente incógnita a calcular es la resistencia térmica de contacto, que poseen los tubos que se encuentran dentro del intercambiador, para ello se utilizará la siguiente ecuación:

$$R_{TC, pared} = \frac{Ln\left(d_{tubo}/d_{tubo\ int}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_t \cdot L_t \cdot N_t} \quad (69)$$

siendo L_t la longitud de los tubos y k_t la conductividad térmica de los tubos.

Una vez que son conocidas todas las incógnitas, excepto la longitud de los tubos; operando en la ecuación 57, se puede obtener el valor del coeficiente global de transferencia de calor, quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$U = \left(\frac{1}{h_1} + \frac{d_{tubo}}{d_{tubo\ int} \cdot h_2} + \frac{d_{tubo} \cdot Ln\left(d_{tubo}/d_{tubo\ int}\right)}{2 \cdot k_t} \right)^{-1} \quad (70)$$

Una vez conocidas todas las incógnitas, se procede a calcular el área de intercambio, y con este valor se obtiene la longitud del intercambiador, a través de las siguientes expresiones:

$$A = \frac{q}{U \cdot F \cdot \Delta T_{ML}} \quad (71)$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_{tubo} \cdot N_p \cdot N_t} \quad (72)$$

siendo N_p el número de pasos por los tubos.

Para el caso del evaporador (intercambiador donde se producirá el cambio de fase líquido-gas del agua) hay que realizar una primera aproximación.

El coeficiente de convección del agua se supondrá que tiende a infinito, esto es una aproximación que se utiliza a la hora de realizar el pre-diseño. Ya que al inicio y al final del intercambiador no tiende a infinito, esto es debido a que en estas zonas la resistencia de convección interior puede ser del orden de la resistencia de conducción en los tubos si estos son muy delgados.

Debido a esta aproximación, el Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U) en el evaporador solo dependerá del coeficiente de convección de la sal y de la resistencia térmica de la pared del tubo.

En el ANEXO 4 se puede apreciar el programa realizado en MATLAB para el diseño del intercambiador de calor para 75 tubos y 2 pasos por cada tubo.

5.3) DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO DE LAS SALES.

Una vez que se han descrito los principales componentes del circuito de las sales (receptor central, sistema de almacenamiento, intercambiador de calor y las bombas que impulsan la sal), a continuación se va a detallar el circuito que realizan. La figura 32 muestra el esquema de la colocación de todos estos componentes.

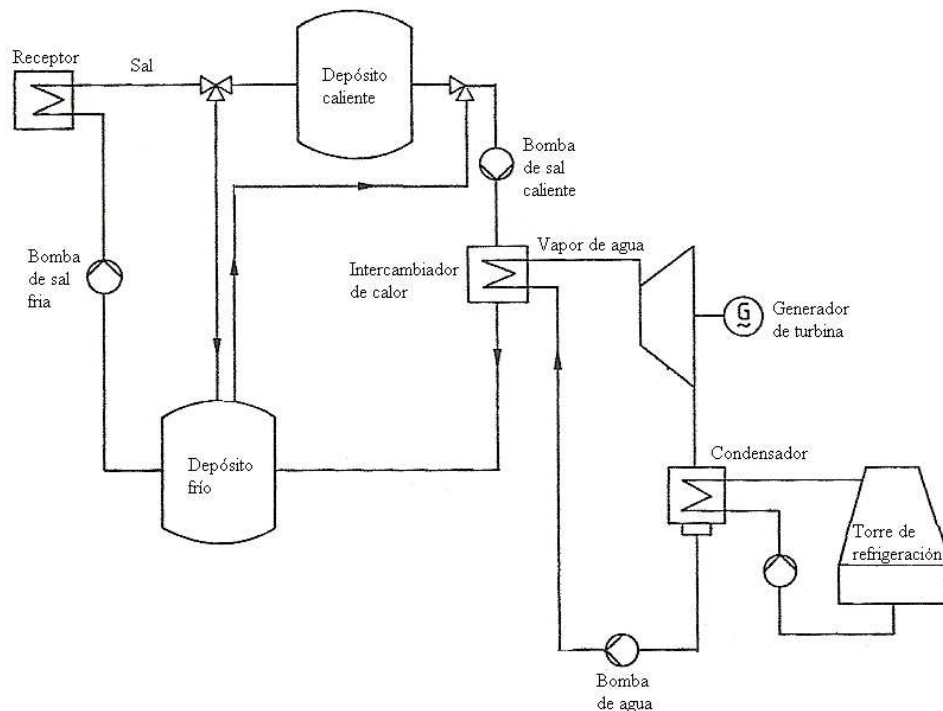


Figura 32: Esquema de los circuitos de los fluidos que compondrán la central solar.

Fuente: Google Images

Como se puede ver en la parte izquierda de la figura 32, las sales podrán realizar dos posibles circuitos teniendo en cuenta si el receptor es capaz de calentar la sal a una temperatura de 500°C y teniendo una velocidad de paso por los tubos del receptor superior a 1m/s .

La sal se encuentra almacenada en el depósito frío a una temperatura de 290°C ; si la radiación incidente sobre el receptor es capaz de calentar la sal en la torre a una temperatura de 500°C y teniendo una velocidad de paso por los tubos del receptor superior a 1m/s el circuito será el siguiente: una bomba (bomba de sal fría), impulsará la sal desde este depósito a la parte superior de la torre, donde se encuentra el receptor de radiación reflejada. Una vez calentada la sal, se dirigirá gracias a la ayuda de la gravedad hacia el depósito de sales calientes.

Si la radiación solar incidente sobre el receptor no es capaz de calentar la sal a 500°C y el sistema de almacenamiento térmico está descargado, la sal no saldrá del depósito de sales frías, y

se acumulará más sal en dicho depósito procedente del depósito de sales calientes tras pasar por el intercambiador de calor.

La sal entra al intercambiador de calor a una temperatura de 500°C. Esta sal puede provenir del receptor, del tanque de sales calientes o de ambos y es enviada a través de dos bombas. Una de ellas se encuentra en el depósito de sales calientes y la otra es la que impulsa la sal hacia el receptor.

Una vez que la sal ha cedido su energía térmica en el intercambiador, continuará su camino hasta el depósito de sales frías. Aquí se encontrará almacenada hasta que vuelva a empezar el circuito.

Una parte importante del consumo energético de la central viene dado por el trabajo realizado por la bomba que impulsa la sal hacia el receptor. Debido a esto se va a realizar un cálculo estimado de la potencia consumida por ésta bomba. Para el cálculo de la potencia teórica (W) consumida se utilizará la expresión 73.

$$W_{teorica} = \rho_{sal} \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (73)$$

donde ρ_{sal} es la densidad de la sal (kg/m^3), g es la aceleración de la gravedad (m/s^2), Q es el caudal de sal (m^3/s) y H es la altura a la que hay que elevar la sal hasta llegar al receptor (m).

El rendimiento de estas bombas viene dado por el fabricante y suele ser de 0.85. Conocido este dato, la potencia consumida por la bomba será de obtenida con la expresión 74:

$$W = \frac{W_{teórico}}{\eta} \quad (74)$$

6) DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR

6.1) EL CICLO RANKINE

La información contenida en este apartado ha sido consultada en la teoría de las asignaturas Termodinámica Industrial y Máquinas y Centrales Térmicas impartidas en la Universidad Carlos III de Madrid.

La central termosolar del presente proyecto, el ciclo de potencia elegido será un ciclo de vapor Rankine. Este tipo de ciclo es el que normalmente opera en la mayoría de las centrales termoeléctricas.

Este ciclo se basa en calentar el agua, ya sea en una caldera o en un intercambiador de calor, hasta evaporarla y elevar la temperatura del vapor.

Dicho vapor será llevado a una turbina donde se producirá energía mecánica de movimiento del eje de la turbina a costa de perder presión y temperatura en el flujo de vapor. El flujo de agua a la salida de la turbina está normalmente compuesto por una mezcla saturada de agua en fase vapor y líquido. Dicho flujo se conduce a un condensador, donde lo que queda de vapor, se condensa para producir un flujo de agua saturada o cerca de la saturación que entra a una bomba. En este último componente es donde se producirá el aumento de la presión en el flujo de agua líquida, tras lo cual el flujo de agua es introducido de nuevo en el intercambiador de calor donde se volverá a evaporar. Este ciclo se repite de forma ininterrumpida por un flujo continuo de agua.

Para caracterizar el ciclo Rankine suelen usarse diversos diagramas de propiedades del agua. Los diagramas P-v de un líquido que se vaporiza tienen una gran diferencia con respecto a los de un gas, la diferencia es que aparece la región de saturación del agua (comúnmente denominada campana de cambio de fase) véase figura 33. Siendo P la presión del fluido y v el volumen específico (volumen por unidad de masa).

A la izquierda de la región de saturación de la figura 33, el fluido se encuentra en estado líquido. Debido a esto cuando se calienta o se aumenta la presión apenas varía su volumen, lo que conlleva que las líneas isotermas sean casi verticales.

A la derecha de la campana tenemos vapor de agua, que se comporta de manera similar a un gas, por lo que las líneas isotermas son muy parecidas a las de los gases ideales.

En el interior de la región de saturación lo que tenemos es un líquido que se encuentra en el cambio de fase, es decir, se está evaporando o condensando, las líneas de temperatura son horizontales (ya que el cambio de fase se produce a T^a constante). Esto es debido a que a una presión constante, el calor que se aporta al fluido no se emplea en elevar la temperatura, sino que se emplea en la realización del cambio de fase.

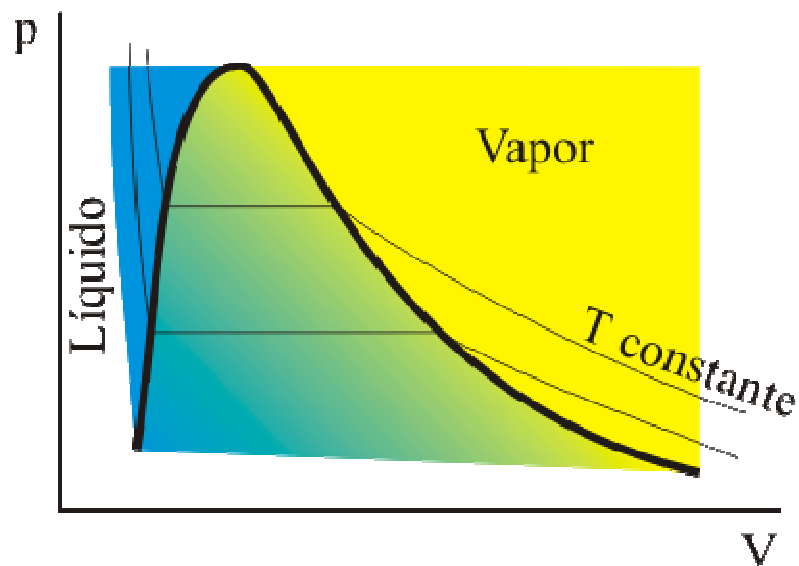


Figura 33: Diagrama P-v de un fluido líquido.
Fuente: Ciclos Térmicos [\[http://ciclostermicos.blogspot.com.es/\]](http://ciclostermicos.blogspot.com.es/)

En la figura 34 se puede apreciar el diagrama P-v que define los procesos de un ciclo Rankine junto con un esquema de los elementos que componen dicho ciclo. En este diagrama está implícita la hipótesis de que las caídas de presión en la caldera y en la bomba son despreciables. Esta simplificación es correcta para los cálculos iniciales de un ciclo de vapor y será la usada en el presente proyecto. La numeración que aparece en esta misma figura, se utilizará para dar una explicación más detallada del ciclo de vapor.

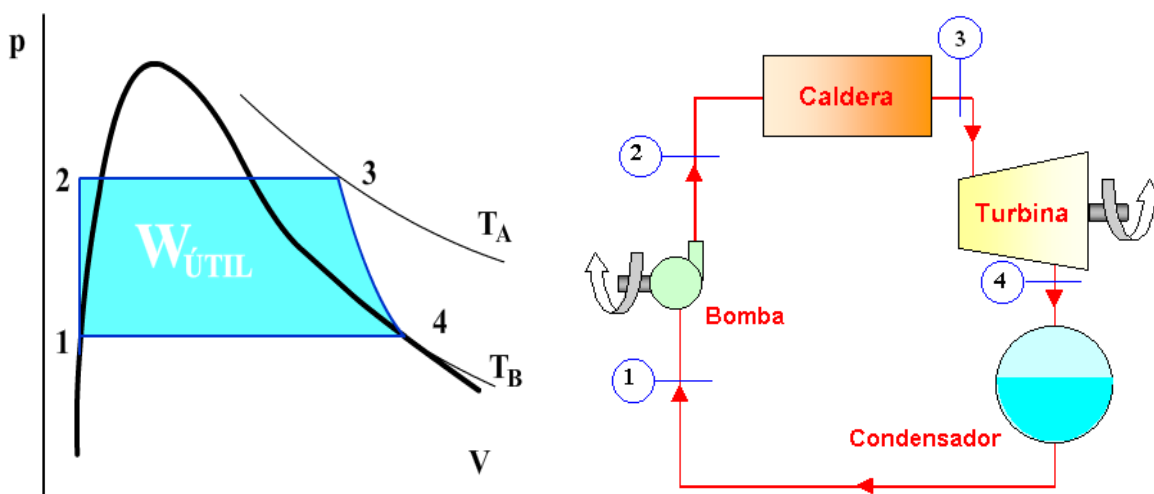


Figura 34: Diagrama p-v y el esquema de un ciclo Rankine.

Fuente: Fluidos Térmicos [\[http://fredytermico.wordpress.com/ciclo-rankine/\]](http://fredytermico.wordpress.com/ciclo-rankine/) y Ciclo Rankine [\[http://arceqamairani.blogspot.com.es/2009/11/ciclo-rankine.html\]](http://arceqamairani.blogspot.com.es/2009/11/ciclo-rankine.html)

En el **proceso 1-2** se aumenta la presión del líquido mediante un compresor o bomba, este aumento se realiza sin pérdidas de calor apreciables en la bomba, esto es, adiabáticamente. Para conseguir el aumento de presión en la bomba hace falta un pequeño aporte de potencia mecánica a la bomba.

El **proceso 2-3** es una transmisión de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante en una caldera o en un intercambiador de calor. Con el aporte de este calor se evapora todo el líquido y se sobrecalienta el vapor hasta la temperatura máxima.

El **proceso 3-4** corresponde a la expansión del fluido en la turbina de vapor. Dicha expansión se realiza sin intercambio de calor apreciable con el exterior, es decir, de forma adiabática. El vapor realiza el trabajo sobre la turbina desde la presión del intercambiador hasta un valor bajo de presión al cual se transfiere el vapor al condensador. Este trabajo da lugar a la potencia mecánica producida por la turbina.

El **proceso 4-1** consiste en refrigerar el fluido de trabajo a presión constante en el condensador hasta el estado líquido, para comenzar de nuevo el ciclo.

Una vez definidos los procesos del ciclo de vapor, se van a describir los principales componentes de dicho ciclo, como son: la turbina de vapor, el condensador y la bomba. La ubicación de estos componentes en el ciclo se puede apreciar en la figura 34.

Turbina: es una turbomáquina que transforma la energía térmica de un flujo de vapor en energía mecánica de rotación, que posteriormente es aprovechada por un generador para producir electricidad.

En aplicaciones industriales, la turbina de vapor es una máquina muy conocida y experimentada, ya que su vida útil es muy larga y suele estar exenta de grandes problemas. Tanto es así que más del 70% de la electricidad producida en el mundo se genera diariamente con turbinas de vapor.

Su funcionamiento es sencillo: el vapor existente en el circuito, previamente obtenido en la caldera o en el intercambiador de calor, llega a la turbina en elevadas condiciones de temperatura y de presión. Este vapor produce el giro de unos álabes unidos a un eje rotor. En la figura 35 se pueden apreciar un modelo de turbina de vapor utilizado en la industria energética, en esta imagen se ven los álabes y la posición en la que están colocados para ser atravesados por el flujo de vapor. A la salida de la turbina, el vapor antes introducido sale con una presión y temperatura inferiores. Parte de esta energía perdida, es la que se emplea en mover el rotor.



Figura 35: Turbina de vapor utilizada en la industria energética.
Fuente: Google Images

Condensador: es el elemento que se encuentra al final del ciclo Rankine, es decir a la salida de la turbina. Su función principal es la de condensar el vapor, pero también se utiliza para eliminar gases no condensables y/o nocivos, como puede ser el oxígeno, que es muy corrosivo.

Existen diferentes configuraciones de la salida de la turbina al condensador, que pueden ser axial o radial, según la salida del vapor sea en la dirección del eje o en la dirección radial. Las principales ventajas de la salida axial son una menor altura de cimentación y más eficiencia, pero su inconveniente es la dificultad de acceso a los cojinetes. Si su salida es radial, su principal ventaja es la mayor facilidad constructiva y sus inconvenientes son la gran altura de cimentación y el mayor coste de la obra civil.

El porcentaje de gases condensables a la entrada del condensador (vapor de agua) suele encontrarse en torno al 99% del total. El condensador es por tanto un intercambiador de calor, típicamente compuesto por muchos tubos donde se condensa el vapor de agua procedente de la turbina gracias a un fluido frío que absorbe el calor procedente del condensador. Como fluido frío se emplea comúnmente agua procedente del exterior del ciclo y que se hace pasar por el haz de tubos del condensador, a una temperatura menor que la de saturación del agua del ciclo. Para la eliminación de los gases no condensables se utilizan dos sistemas: o bombas de vacío eléctricas o eyectores de vapor. Estos últimos, se basan en el principio de Bernoulli, y su principal ventaja es que son muy sencillos.

Bomba: es una máquina generadora de que transforma la energía con la que es accionada (habitualmente energía mecánica), en presión del flujo que circula por la bomba. En este caso el fluido es agua. Para la central en estudio, la función de la bomba es aumentar la presión del líquido hasta 50 bar antes de ser introducido en el intercambiador.

Caldera o generador: es el lugar donde se produce el calentamiento del fluido antes de ser introducido en la turbina. En las centrales de receptor central si el fluido térmico es el agua del ciclo, el generador de vapor será el propio receptor central situado en la parte superior de la torre. En el caso de que la central utilice otro tipo de fluido térmico, como pueden ser sales fundidas, el generador será un intercambiador de calor.

6.2) DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR

En este apartado se describirán los parámetros y expresiones utilizadas en el presente proyecto a la hora de diseñar el ciclo Rankine. Todos los subíndices de las fórmulas que aparecen en este apartado están relacionados con las etapas que aparecen en la figura 34.

Alguno de estos datos de partida reflejan valores comúnmente usados en este tipo de centrales o han sido proporcionados por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid.

Uno de los parámetros más importantes del ciclo es la presión a la que se encontrará el vapor de agua una vez que ha pasado por la bomba. Esta presión se fijará a 50 bares en los cálculos del proyecto.

El segundo parámetro que se tiene que determinar es la temperatura y la presión del agua a la salida del condensador. En este proyecto, estos datos serán de 40° C y 1 bar. Finalmente, otros parámetros clave que hay que tener en cuenta son los rendimientos tanto de la bomba como de la turbina, que se supondrán iguales a 0,8 y 0,9 respectivamente. Estos valores de rendimiento son los comúnmente utilizados en el prediseño de un ciclo de vapor.

También es importante recordar, tal y como se ha visto anteriormente, que en el ciclo de vapor los procesos que ocurren en el condensador y en el intercambiador de calor se suponen isóbaros. Otra reseña importante, es que el agua a la salida del condensador se encontrará en estado de líquido saturado y que el vapor de agua a la salida del intercambiador se encuentra en estado de vapor sobrecalentado.

Una vez que se encuentran fijados todos los parámetros necesarios, se comenzará a calcular las incógnitas que tenemos, procediendo de la siguiente forma:

- 1) En primer lugar se hallará la temperatura del agua a la salida de la bomba. Para ello se debe ir a las tablas de líquido saturado (obtenidas del libro “Fundamentos de la transferencia de calor” de F.P. Incropera y D.P. Hewitt) y buscar la entropía del agua a 40° C, y en la tabla de líquido subenfriado a 50 bares se obtiene la temperatura del agua a la salida de la bomba si esta tuviese un rendimiento unitario. Para ello es necesario interpolar utilizando como variables la temperatura y la entropía.

Con estas temperaturas, se calculan las entalpías a 50 bares. Debido a que la bomba del ciclo a diseñar en el proyecto no tiene rendimiento unitario, es necesario utilizar la expresión del rendimiento de la bomba (ecuación 75) para obtener la entalpía a la salida de la bomba. Una vez que se conoce este dato, se vuelve a interpolar en dichas tablas utilizando como variables de entrada las entalpías calculadas y la presión de salida de la bomba y se obtiene la temperatura del agua a la salida de la bomba.

$$\eta_b = \frac{h_{2'} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (75)$$

donde h_{2i} es la entalpía del agua a la salida de la bomba si el proceso es isentrópico, h_{2r} es la entalpía a la salida de la bomba si el proceso es real y h_1 es la entalpía del agua a la entrada de la bomba.

- 2) Cálculo de la temperatura del vapor de agua a la salida del intercambiador de calor. Para ello se aplica la fórmula de la eficiencia del intercambiador:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{T_{e,sal} - T_2} \quad (76)$$

siendo T_3 la temperatura del vapor a la salida del intercambiador, T_2 la temperatura del agua a la entrada del intercambiador y $T_{e,sal}$ la temperatura de entrada de la sal al intercambiador de calor.

- 3) Se obtienen las propiedades del vapor a la salida del intercambiador, entrando en las tablas de vapor sobrecalentado con la presión y la temperatura. Cómputo de las propiedades del vapor a la salida del intercambiador, para ello se debe de interpolar en las tablas de vapor sobrecalentado, para obtener los valores de entropía y de entalpía a 50 bares, partiendo de los proporcionados en las tablas, viniendo en éstas datos para 40 y 60 bares. Estos datos son necesarios para conocer las propiedades a la salida de la turbina.
- 4) Cálculo de la entalpía del agua a la salida de la turbina de vapor. Para ello, hará falta conocer el título del agua a la salida de la turbina si esta operase isentrópicamente. El título es el porcentaje de vapor en una mezcla líquido-vapor y se suele expresar con la letra x . Éste título del proceso isentrópico se halla suponiendo que la turbina realizara un proceso reversible, es decir, que tuviera un rendimiento isentrópico unitario.

Para obtener el título, se utiliza la entropía. Para el cálculo de esta es necesario interpolar en las tablas, utilizando la presión y la temperatura como propiedades conocidas.

$$x = \frac{S_{4'} - S_{l,s}}{S_{v,s} - S_{l,s}} \quad (77)$$

siendo $S_{4'}$ la entropía en la turbina si ésta tuviera un rendimiento isentrópico unitario, $S_{l,s}$ la entropía del líquido saturado a 40°C y $S_{v,s}$ la entropía del vapor saturado a esta misma temperatura

Una vez que se sabe cuál es el título de proceso ideal de la mezcla de agua y vapor, se calcula la entalpía del proceso isentrópico, para ello se busca en las tablas los valores de las entalpías del agua en condiciones de saturación a una temperatura de 40°C. Para el cálculo de la entalpía nos ayudaremos de la siguiente expresión:

$$h_{4'} = (1 - x)h_{\text{liquidosaturado}} + xh_{\text{vaporsaturado}} \quad (78)$$

siendo x el título de la mezcla y $h_{4'}$ la entalpía de la mezcla si el paso por la turbina fuera un proceso isentrópico.

Finalmente, se hallará la entalpía a la salida de la turbina con la fórmula del rendimiento isentrópico de ésta:

$$h_4 = h_3 - [(h_3 - h_{4'})\eta_t] \quad (79)$$

- 5) Finalmente se llega a obtener la potencia extraída de la turbina y la consumida en la bomba con las siguientes expresiones, estas potencias estarán calculadas en MW.

$$W_t = \dot{m}_{\text{agua}} (h_3 - h_4) / 1000 \quad (80)$$

$$W_b = \dot{m}_{\text{agua}} (h_2 - h_1) / 1000 \quad (81)$$

el gasto másico de agua (\dot{m}_{agua}) está expresado en kg/s, mientras que las entalpías lo están en kJ/kg.

7) MERCADO ELÉCTRICO ESPAÑOL

El precio de venta de la energía lo fija la OMEL (Operador del Mercado Eléctrico), en primer lugar se va a describir que es este Operador. La OMEL es el mercado en el que se mezclan las demandas de las empresas comercializadoras para comprar la energía, con la oferta de producción de las empresas generadoras de dicha energía.

Las grandes empresas energéticas (Iberdrola, Unión Fenosa, Endesa, etc.), debido a que la generación es distinta de la comercialización, han tenido que separar ambas actividades en distintas filiales. Conociendo esto, en la OMEL, las comercializadoras solicitan la energía que les hace falta para satisfacer a sus abonados. Mientras que las generadoras ponen a su disposición la energía que son capaces de producir, esta energía llega con un orden establecido:

1º) La energía producida por las centrales nucleares, ya que no se pueden regular al trabajar a un régimen fijo de producción.

2º) Las energías renovables, ya que su materia prima es gratuita y no conviene desperdiciarla.

Estos dos primeros tipos de energía entran a coste 0. Esto es debido a que la nuclear es muy barata de producir y, como no se puede detener, han de vender su producción aunque no ganen dinero. El gasto de parar la central es superior al de producir y vender a 0 €. Por otra parte, la producción de las renovables está primada y tiene un precio fijo que se paga de los presupuestos generales del estado por lo que también entran a 0 € y no cotizan.

3º) A continuación entran las otras fuentes de generación ordenadas por costes de menor a mayor (ciclo combinado, gas y carbón) hasta cubrir el total de la energía que solicitaron las comercializadoras.

El precio final de la energía lo fija en OMEL el MWh. más caro, es decir, el último que es comprado. Es decir, aunque depende de más factores, cuantas menos tecnologías sean necesarias para cubrir la demanda más barata les costará la energía a las comercializadoras.

En el gráfico 3 se puede apreciar la variación del precio medio del MWh. a lo largo del año 2010, así como la energía que es necesaria en GWh. El precio del MWh. varía desde 19,62 € en el mes de marzo hasta los 46,44 € del mes de septiembre.

Precio Energía 2010

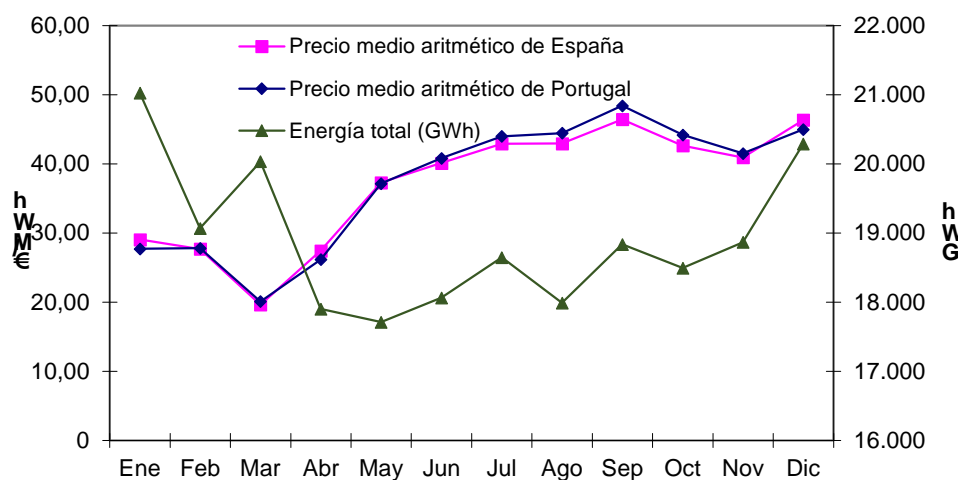


Gráfico 3: Evolución del precio del MWh. en el año 2010.

Fuente: Operador del Mercado Ibérico de Energía (OMEL)

En el gráfico 4, se puede observar como en el año 2012, el precio de la energía se mantiene constante en torno a los 50€, esto supone un mayor equilibrio y una mejor estimación del periodo de amortización de la central, ya que puedes estimar de una manera más precisa el precio de venta de la electricidad generada.

Precio Energía 2012

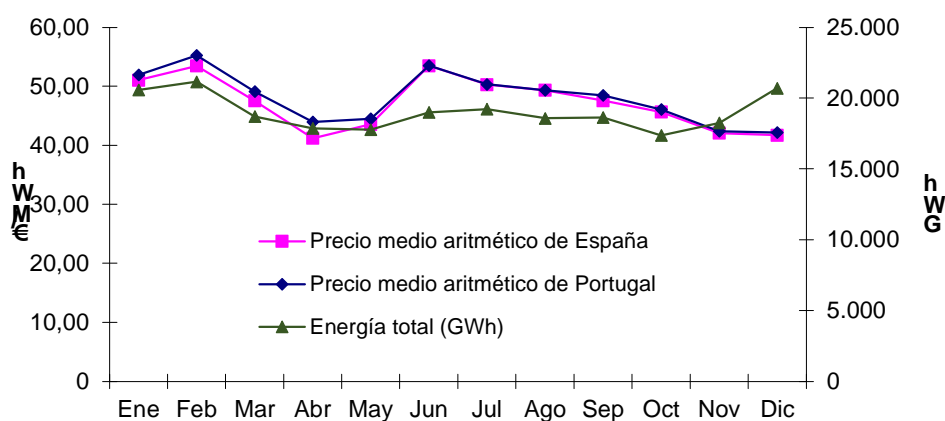


Gráfico 4: Evolución del precio del MWh. en el año 2012.

Fuente: Operador del Mercado Ibérico de Energía (OMEL)

8) INVERSIÓN NECESARIA PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA CENTRAL TERMOSOLAR.

Para la construcción de una central de estas características, como puede ser Gemasolar (citada en el apartado 3.1), es necesaria una inversión aproximada de unos 280 millones de euros. Debido a ésta gran inversión, habrá que buscar fuentes de financiación. Por ejemplo, para la construcción de ésta misma central, la empresa promotora consiguió una financiación de 171 millones de euros, proporcionada por el Banco Popular, Banesto y el ICO (Instituto de Crédito Oficial), a cambio de la financiación estas empresas actúan como “Mandated Lead Arrangers (Coordinadores Financieros Principales) ”.

Para analizar la inversión necesaria, se dividirá la central en 3 partes: campo de helióstatos, sistema de almacenamiento y bloque de potencia. Desglosando cada una de éstas partes en sus respectivos componentes, la inversión de la central quedaría de la siguiente manera:

Campo de helióstatos:	143.500.000€
- Receptor:	32.000.000€
- Torre:	10.000.000€
- Helióstatos:	8.000.000€
- Pedestales:	1.500.000€
- Cimentación:	6.500.000€
- Mecanismos de control:	11.000.000€
- Accionamientos:	23.000.000€
- Espejos:	28.000.000€
- Trabajos sobre el terreno:	7.000.000€
- Montaje en fábrica:	2.000.000€
- Colocación y ajuste en campo:	4.500.000€
- Instrumentación y cableado:	10.000.000€

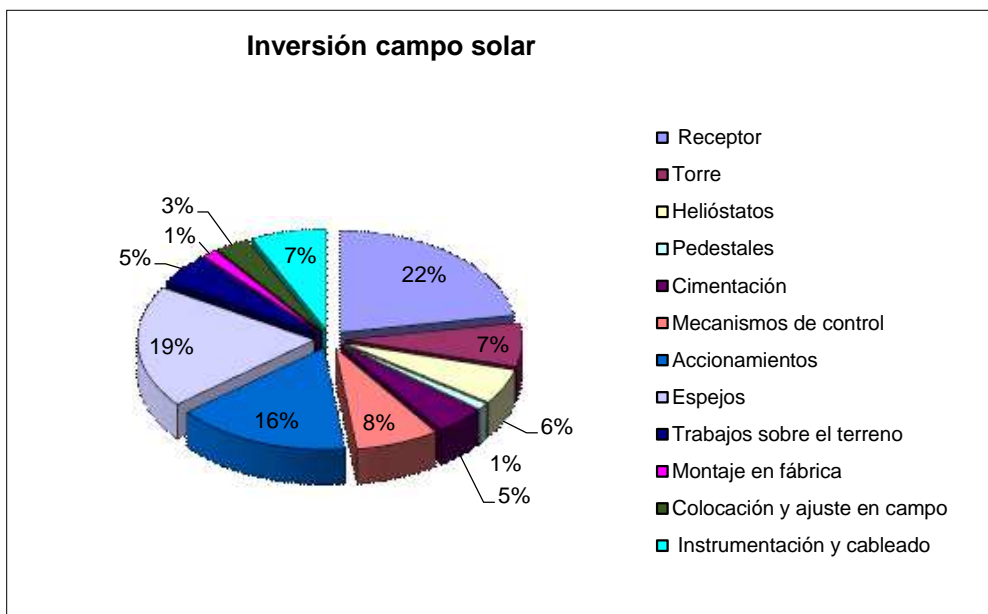


Gráfico 5: Inversión necesaria para el campo solar.

Sistema de almacenamiento térmico: 75.000.000€

- Depósitos: 20.000.000€
- Intercambiador de calor: 4.000.000€
- Calentador de sales: 2.000.000€
- Sal térmica: 45.000.000€
- Construcción civil: 4.000.000€

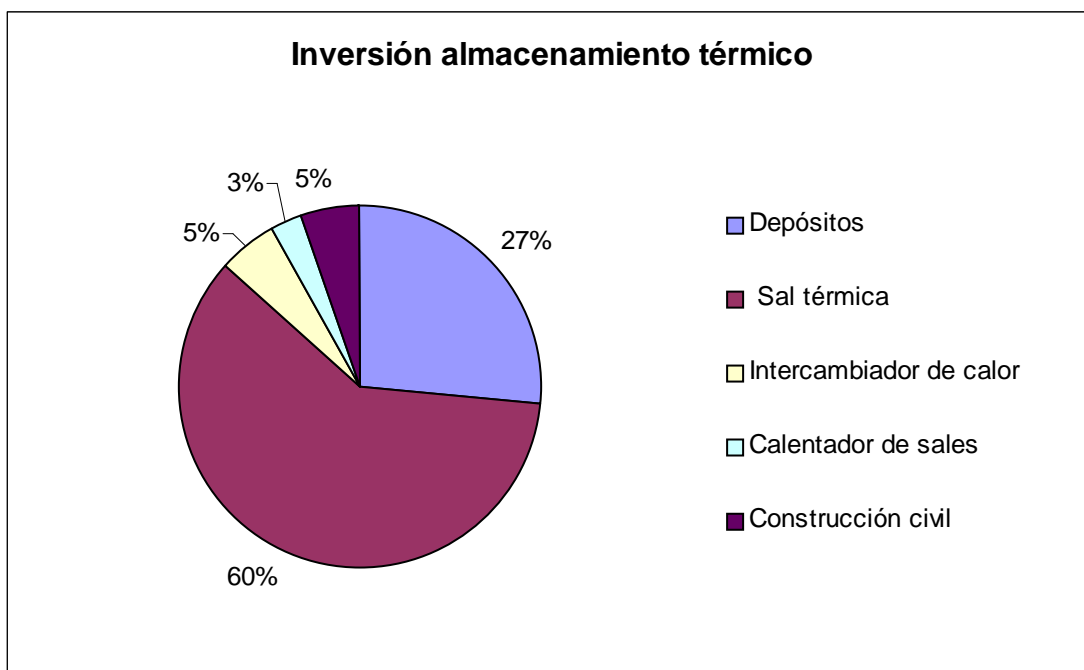


Gráfico 6: Inversión necesaria para el sistema de almacenamiento térmico.

Bloque de potencia:	61.500.000€
- Construcción civil:	6.500.000€
- Equipos mecánicos:	36.500.000€
- Equipos eléctricos:	4.000.000€
- Montajes mecánicos y eléctricos:	7.000.000€
- Equipos de control y su montaje:	1.500.000€
- Válvulas, tubería, aislamiento,...:	6.000.000€

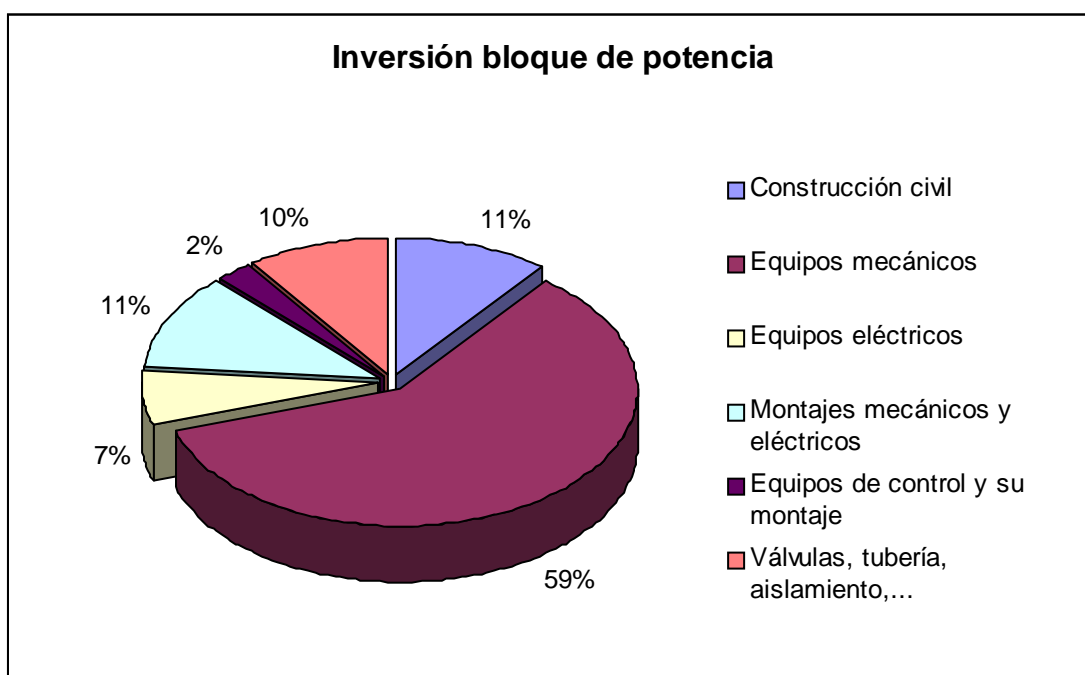


Gráfico 7: Inversión necesaria para el ciclo de potencia.

Dentro de la inversión necesaria para la construcción de la central no se ha incluido el coste del terreno donde se instale. Esta aproximación es debida a que el valor catastral del suelo rústico varía dentro del municipio en función de los siguientes parámetros: superficie, calificación catastral de la parcela, intensidad productiva de los terrenos, rendimiento teórico de la parcela, base imponible y la base liquidable.

9) RESULTADOS

En este apartado se presentarán los principales resultados del diseño y análisis térmico de la central solar objeto del proyecto. El comportamiento de la central se evaluará para diferentes condiciones atmosféricas, como son la velocidad a la que sopla el viento, la irradiación solar y la hora del día.

Antes de comenzar con la descripción de los resultados es conveniente recordar ciertos aspectos sobre la ubicación seleccionada para la central termosolar a estudio. Dicha ubicación es la Comunidad de Madrid, en concreto, se sitúa en el municipio de Aranjuez. Esta elección es debida a que el citado municipio, al encontrarse al sur de la región presenta las características más favorables de la Comunidad de Madrid, como son:

- Mejores condiciones climáticas, es decir, menos días de lluvia y de viento que en la zona norte, ausencia de nevadas, temperaturas medias más elevadas, etc.
- Orografía favorable. La zona cuenta con grandes llanuras. Este hecho conlleva una menor inversión para allanar el campo de helióstatos.
- Redes de distribución eléctrica cercanas que reducen las dificultades de conexión a la red.

También conviene recordar los principales datos de diseño con los que contará la central solar. Como se mencionó en el apartado 4.2, el campo de helióstatos tendrá forma rectangular con la mayor longitud del rectángulo en dirección norte sur. La separación media entre helióstatos será de 30 metros y el número de éstos será de 2600. El área de cada helióstato será de 121 m² y su forma rectangular. En la tabla 5 se adjuntan las principales características del campo de helióstatos.

Nº de helióstatos	2600
Dimensión de los helióstatos	11x11
Separación media entre helióstatos	30m
Colocación de los helióstatos	Rectangular
Orientación	Norte-Sur
Dimensión del campo	1920mx1170m

Tabla 5: Características del campo de helióstatos

La torre cuya altura será de 165m, estará situada hacia el sur del campo de helióstatos. En la orientación norte-sur, tendrá 2040 helióstatos por el norte y 560 por el sur, mientras que en la orientación este-oeste, la torre estará situada en el centro del citado campo quedando 1300 helióstatos al este de la torre y otros 1300 al oeste.

En la parte superior de la torre, se encontrará ubicado el receptor central; sus dimensiones serán de 13m de alto y 7m de diámetro. La parte central del receptor estará situada a 165m de altura, es decir, la parte inferior del receptor esta situada 158,5m de altura y la parte superior a 171,5m. Como se ha mencionado en el apartado 4.1, el receptor estará formado por 500 tubos de una aleación de níquel-cromo Alloy 800H. El diámetro exterior de los tubos será de 4 cm, mientras que el interior será de 3,7 cm. Los tubos estarán agrupados en haces de 25 unidades denominados paneles. El receptor tendrá dos circuitos a través de los que circulará la sal, uno que le recorre en dirección norte-sur por la zona este del receptor y otro que le recorre por el lado oeste. Cada circuito cuenta con 10 paneles. El fluido entra por la parte superior del primer panel y sale por la inferior, en el siguiente lo hace entrando por abajo y saliendo por arriba, y así sucesivamente hasta recorrer todo el circuito. Los dos circuitos al terminar se juntan en un mezclador para que la sal salga con una temperatura uniforme. Todas estas características se resumen en la tabla 6.

Altura de la torre	165 m
Altura del receptor	13 m
Diámetro del receptor	7 m
Nº de tubos	500
Material de los tubos	Níquel-Cromo Alloy 800H
Diámetro exterior de los tubos	4 cm
Espesor del tubo	1,5 mm
Nº de tubos por panel	25

Tabla 6: Características de la torre y del receptor

9.1) RESULTADOS DE LA RADIACIÓN INCIDENTE EN LA TORRE Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LA SAL.

En este apartado se detallarán los siguientes aspectos, para las diferentes condiciones meteorológicas (velocidad del viento, irradiación solar y hora del día):

- Los mapas de la radiación incidente (irradiación) sobre el receptor de la torre una vez que es reflejada por los helióstatos.
- La temperatura de salida de la sal una vez que ha pasado a través del receptor.
- La irradiación mínima para que funcione la central sin tener que usar el sistema de almacenamiento.

Se comenzará representando los mapas de irradiación para una velocidad del viento de 0 m/s y a las 12:00 del mediodía en el horario solar. Se ha fijado esta hora debido a que es en ese rango horario cuando se recibe una mayor radiación solar incidente. A esta hora el ángulo de azimut solar (es decir, el ángulo del sol con respecto al sur proyectado sobre el suelo) tendrá un valor de 0° .

Los valores de la irradiación a esa hora del día usados para el cálculo de los mapas son los proporcionados por la Comisión Europea, a través del Instituto de la Energía y el Transporte. Éstos valores serán los correspondientes al sur de la Comunidad de Madrid, en concreto para la población de Aranjuez.

La dispersión solar $\Delta\theta$ (definido en el apartado 4.3), tendrá un valor de 0,006 (dato proporcionado por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos).

Para cada velocidad del viento, se calculará para cada estación del año la irradiación sobre la torre y velocidad de paso de la sal a través de los tubos del receptor. También, como ya se mencionó antes, se calculará la irradiación mínima que deben recibir los helióstatos para que la sal circule a través del receptor a la velocidad de paso de la sal mínima establecida. Este dato se proporcionará para varias velocidades del viento ya que es función de las pérdidas de calor por convección en el exterior del receptor.

9.1.1 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 0 m/s

En invierno (tomando la intensidad de febrero como referencia) la intensidad solar a las 12:00h del mediodía es de $I_0=576\text{ W/m}^2$ para la ubicación seleccionada para la central. Con esta intensidad, la temperatura alcanzada por la sal a la salida del receptor será $501,64^\circ\text{C}$ y la velocidad de paso de la sal a través de los tubos del receptor es de $5,7\text{ m/s}$ y el mapa de la intensidad de

irradiación sobre el receptor será el mostrado en el gráfico 8. Esta irradiación se corresponde a la mencionada en el apartado 4.3 y representada con la letra G.

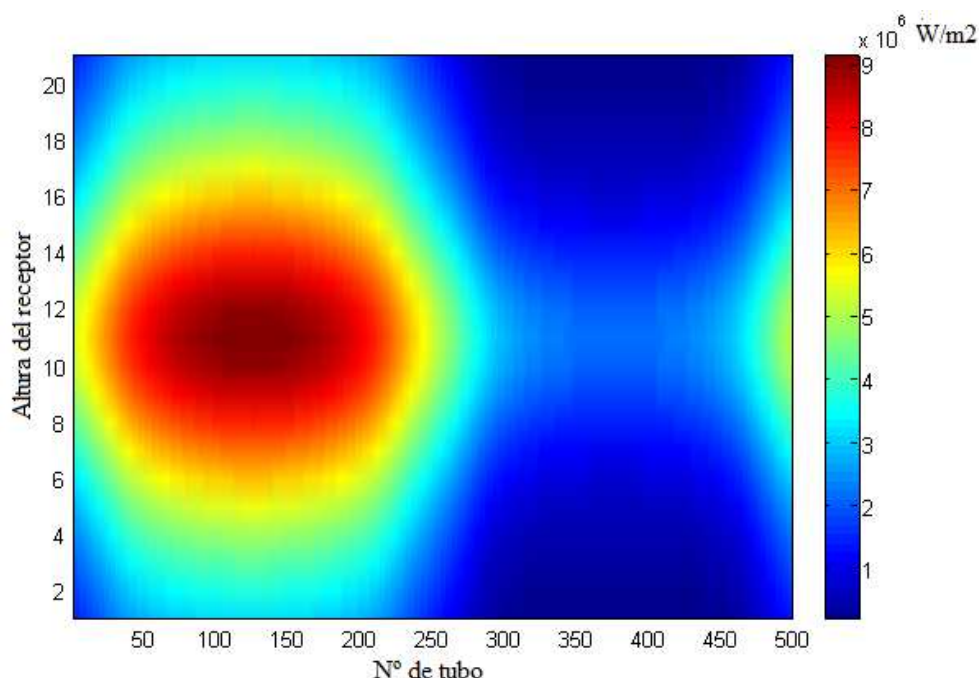


Gráfico 8: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 576 W/m^2 .

En el gráfico 8, en el eje de abscisas se representan todos los tubos que tiene el receptor siendo el tubo número 1 el que se encuentra situado en el oeste del receptor, siguiendo la numeración hacia el norte, después el este y finalmente el sur (sentido horario en una vista en planta del receptor). En el eje de ordenadas de muestra cada una de las divisiones del receptor (apartado 4.3), comenzando desde la parte inferior de los tubos hasta concluir en su parte superior. Todas divisiones tienen la misma longitud, es decir, dividen los 13 metros de alto del tubo en 21 divisiones iguales.

En la zona derecha del gráfico 3 se encuentra el valor numérico que corresponde a cada color, siendo las unidades de estos valores W/m^2 .

En éste mismo gráfico, se puede apreciar que la zona que más radiación recibe es la que se encuentra entre el tubo 1 y el 250, ya que son los que se encuentran en la zona norte del receptor. Esto es debido a que la mayor parte de los heliostatos se encuentran también en la zona norte del campo de heliostatos. En el gráfico 3, se observa que la mayor radiación reflejada se encuentra en la zona de alturas medias del receptor, esto es debido a que todos los espejos están enfocados hacia la altura media del receptor.

Para la primavera (tomando la intensidad de mayo como referencia) la intensidad solar a las 12:00h será de 765 W/m^2 . Con esta intensidad la temperatura de la sal a la salida del receptor será $500,67^\circ\text{C}$, su velocidad de paso por los tubos será $7,8\text{m/s}$ y el mapa de la intensidad de irradiación será el mostrado en el gráfico 9:

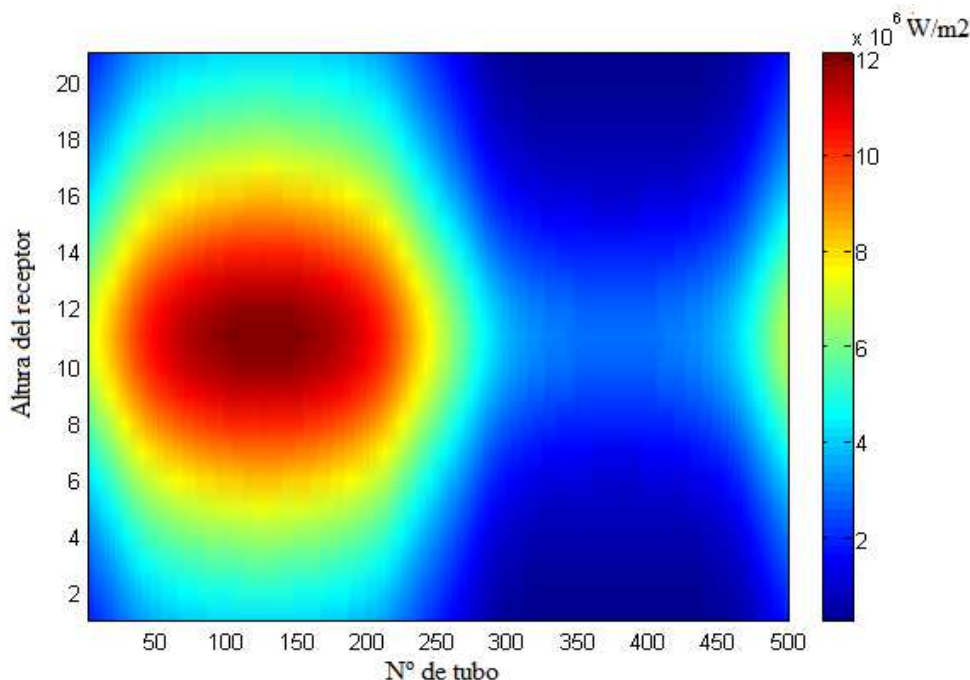


Gráfico 9: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 765 W/m^2 .

Para el verano (tomando la intensidad de agosto como referencia) la intensidad solar a las 12:00h será 861 W/m^2 . Con esta intensidad la temperatura de la sal a la salida del receptor será $501,76^\circ\text{C}$, su velocidad de paso por los tubos será $8,8\text{m/s}$ y el mapa de intensidad de irradiación será el mostrado en el gráfico 10:

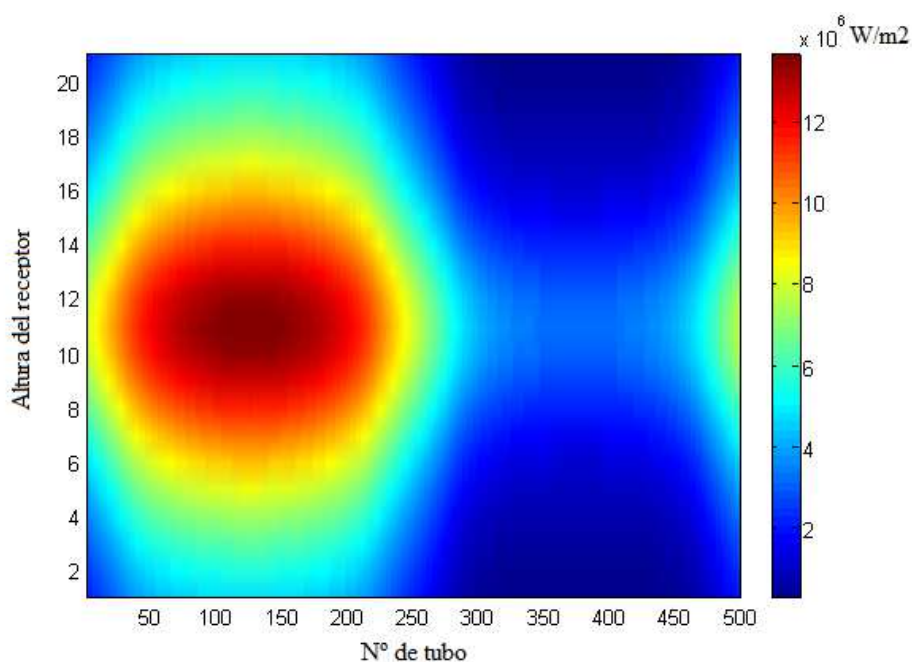


Gráfico 10: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 861 W/m^2 .

Para el otoño (tomando la intensidad de noviembre como referencia) la intensidad solar a las 12:00h será 537 W/m^2 . Con esta intensidad la temperatura de la sal a la salida del receptor será $500,75^\circ\text{C}$, su velocidad de paso por los tubos será $5,3\text{m/s}$ y el mapa de intensidad de irradiación será el mostrado en el gráfico 6:

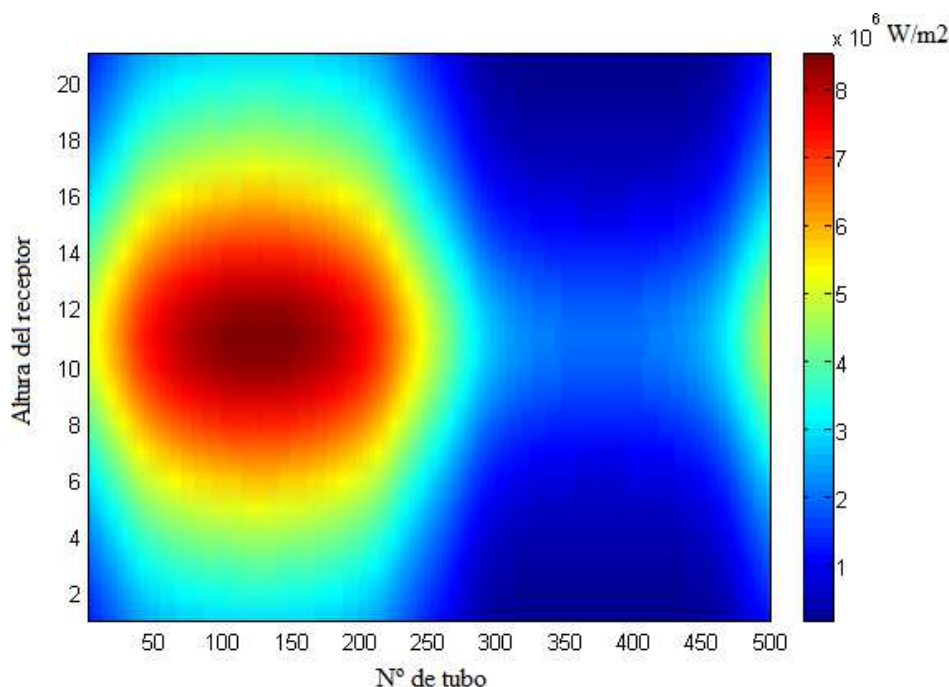


Gráfico 11: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 537 W/m^2 .

Para conocer la irradiación solar mínima necesaria para que la central funcione sin tener que utilizar el sistema de almacenamiento de calor es necesario conocer la velocidad de paso de la sal por los tubos del receptor. El gasto másico de sal necesario viene determinado por el flujo de sal nominal que entra al intercambiador, este es de 200kg/s (apartado 5.2). La velocidad de paso por los tubos necesaria para obtener este gasto másico es de $2,1\text{m/s}$. La irradiación solar necesaria para que la central funcione en estas condiciones es de 250 W/m^2 y la temperatura de la sal a la salida del receptor es de $503,02^\circ\text{C}$. El mapa de la intensidad de radiación se observa en el gráfico 12.

En el gráfico 13 se puede observar la radiación incidente sobre la altura central del receptor para cada tubo, en función del valor de la intensidad de radiación solar incidente.

Como se ha comentado anteriormente, el tubo número 1, es el que se encuentra situado en la posición más occidental, es decir, el tubo situado más al oeste del receptor; la numeración de los tubos es en sentido horario, por lo que el tubo situado más al norte será el número 125.

En dicho gráfico, se aprecia como los tubos situados en la parte norte del receptor (tubos del 1 al 250), se encuentran sometidos a una radiación solar reflejada mucho mayor que los que se encuentran en la posición sur. Este efecto es debido a la distribución del campo de heliostatos. Como se mencionó en el apartado 4.2, este campo es rectangular y la torre se encuentra desplazada hacia el sur del centro geométrico del campo, por lo que la mayor parte de heliostatos están al

norte de la torre. Esto provoca que los tubos situados en la zona norte del receptor reciban mucha más irradiación que el resto de los tubos.

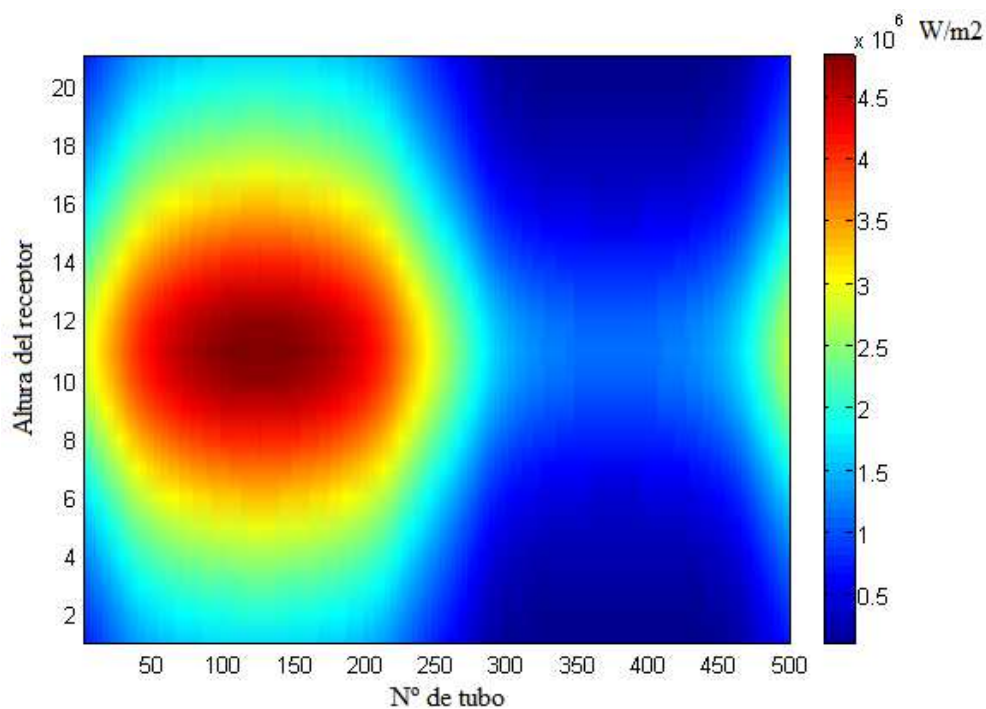


Gráfico 12: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 250 W/m².

En el gráfico 13 se aprecia como aumenta la radiación incidente sobre los tubos con el aumento de la intensidad de radiación recibida por el campo de helióstatos.

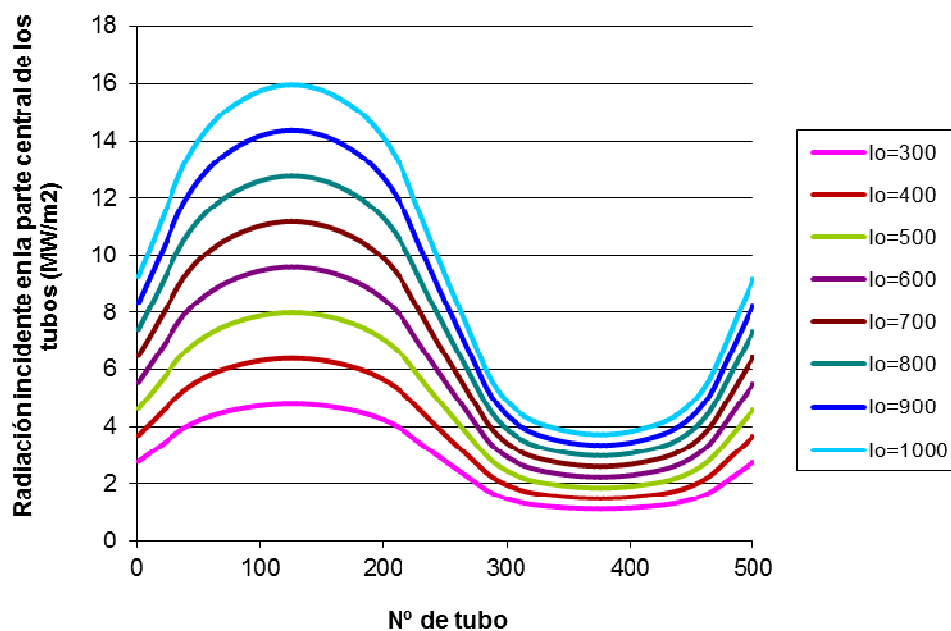


Gráfico 13: Radiación recibida por los tubos del receptor en su parte central en función de la intensidad de radiación solar, I_0 , expresada en W/m²

Otro resultado interesante es el mostrado en el gráfico 14, en el se puede apreciar la distribución de irradiación que alcanza el receptor en la posición del tubo que mayor irradiación recibe. Los tubos que mayor irradiación reciben son los comprendidos entre la posición 110 y 130. En este caso el gráfico 14 se corresponde al tubo que se encuentra en la posición 125.

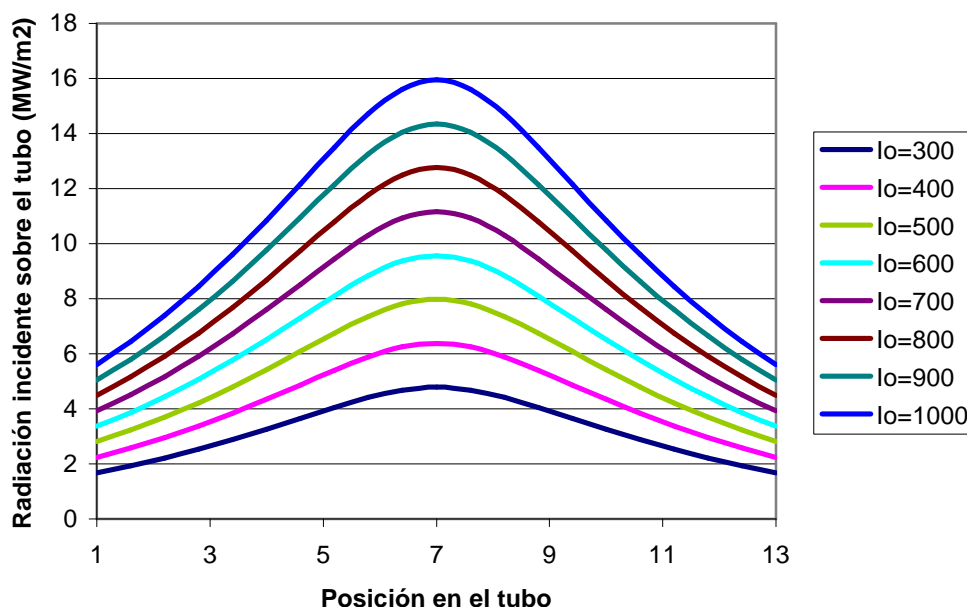


Gráfico 14: Irradiación recibida por el tubo situado en la posición 125 del receptor en función de la radiación solar, I_0 , expresada en W/m^2

Como se comentó en el apartado 4.3, los helióstatos reflejarán la radiación sobre la altura central del receptor. Esto se comprueba en el gráfico 14 donde se puede apreciar que la zona que más radiación recibe es la situada en la altura central del tubo (aproximadamente a 6,5 m sobre la parte inferior del receptor).

También se puede apreciar que la zona comprendida entre los 5 m y los 9 m, es una zona que recibe una gran irradiación, y esto es debido a que los helióstatos reflejan la radiación con una cierta dispersión (como se comentó en el apartado 4.3).

Otro dato muy importante a tener en cuenta es la temperatura que alcanzan los tubos por los que circula la sal. El material en el que están contruidos es una aleación de níquel-cromo Alloy 800-H (aparatado 4.1). Este material es capaz de soportar altas temperaturas, pero si la temperatura es muy elevada (por encima de $800^{\circ}C$), se pueden producir daños en el material.

En el gráfico 15 se muestra la temperatura interior que alcanzan los tubos en las condiciones más desfavorables en las que se puede encontrar la central: una radiación solar de $861 W/m^2$ (radiación correspondiente al mes de agosto) y sin que haya presencia de viento. Para estas condiciones la velocidad de paso de la sal por los tubos será de 8,8 m/s.

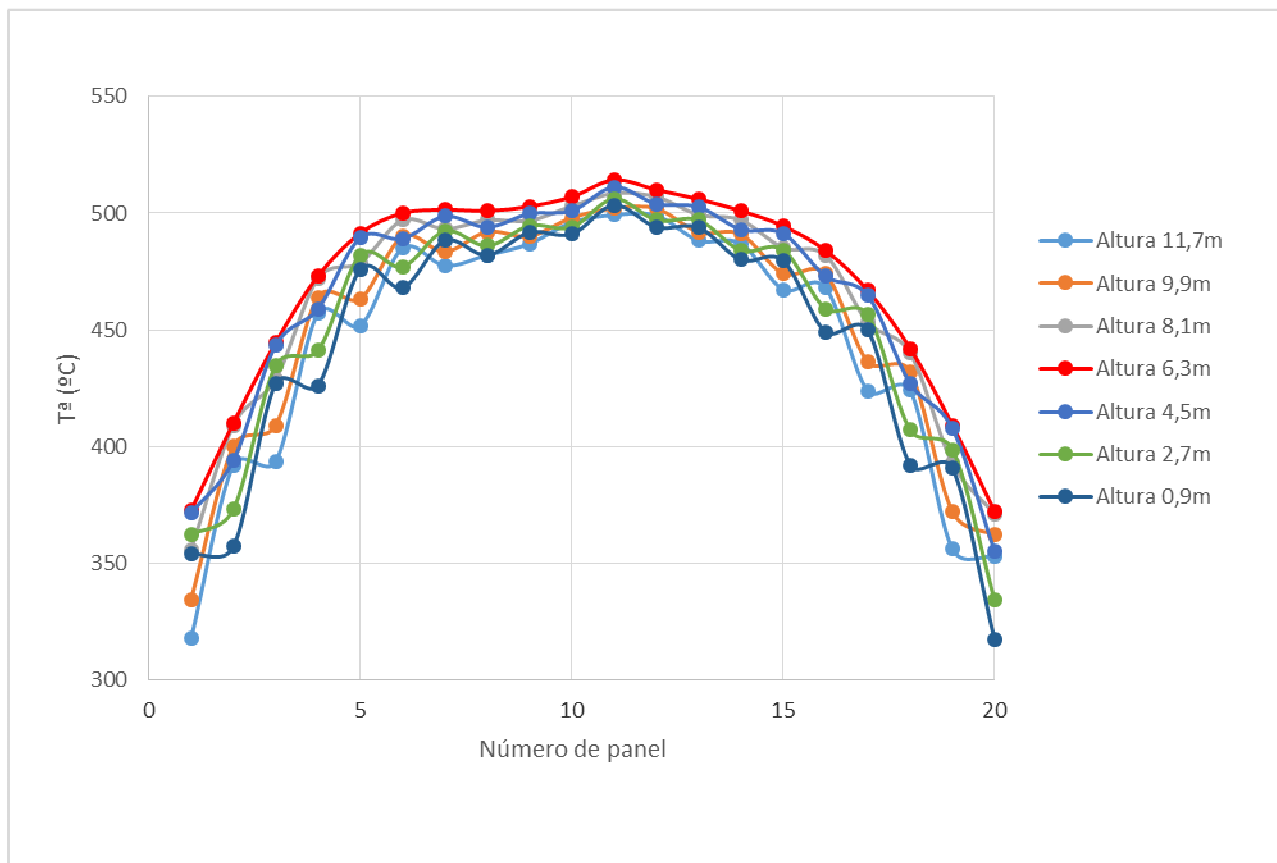


Gráfico 15: Temperatura de los tubos en las condiciones climáticas más desfavorables en las que se puede encontrar la central

En el gráfico 15 en el eje de abscisas se representa un tubo de cada panel. Los paneles del 1 al 11 se corresponden a los que recorrer el receptor por la zona oeste, mientras que los paneles del 11-20 lo hacen por la zona este. Los paneles número 1 y el 20 son los que se encuentran más al norte, mientras que los números 10 y 11, están situados al sur del receptor. Cada serie representada se corresponde con cada uno de los tramos en los que se dividía el tubo (apartado 4.3). Se toma como origen de alturas la parte inferior del receptor. La temperatura representada, se corresponde a la temperatura que tiene cada tramo en su parte central.

En este gráfico se puede observar que la temperatura máxima que alcanzan los tubos es de 515°C (panel 11). Conociendo este dato y la capa límite de la sal sobre su superficie interior, se puede afirmar que los tubos no sufrirán daños debido a un exceso de temperatura.

Las temperaturas a la que los tubos comienzan a sufrir daños es de 900°C, mientras que la temperatura límite de corrosión por la sal es de 680°C. Otra temperatura muy importante es la de deterioro de la sal, esta es de 650°C.

En este mismo gráfico, se puede apreciar que la temperatura de los tubos es más baja donde se produce la entrada de la sal. Debido a esto se ha diseñado la central para que la sal entre en el

receptor por la zona donde más radiación solar reflejada se tiene sobre el receptor. De esta forma se evita el tener altas temperaturas en los tubos.

Otro detalle que se puede observar en el gráfico 15 es la variación de la temperatura que se tiene en una misma sección cuando se pasa de un panel al siguiente. Esto es debido a que la sal en los paneles pares entra por la parte inferior mientras que en los impares lo hace por la superior.

En el gráfico 16 se puede ver la temperatura de los tubos dentro de un mismo panel. En este caso, el panel representado es el situado más al este del receptor. El tubo número 1 es el situado al este, los siguientes están ubicados hacia el norte del tubo numero 1.

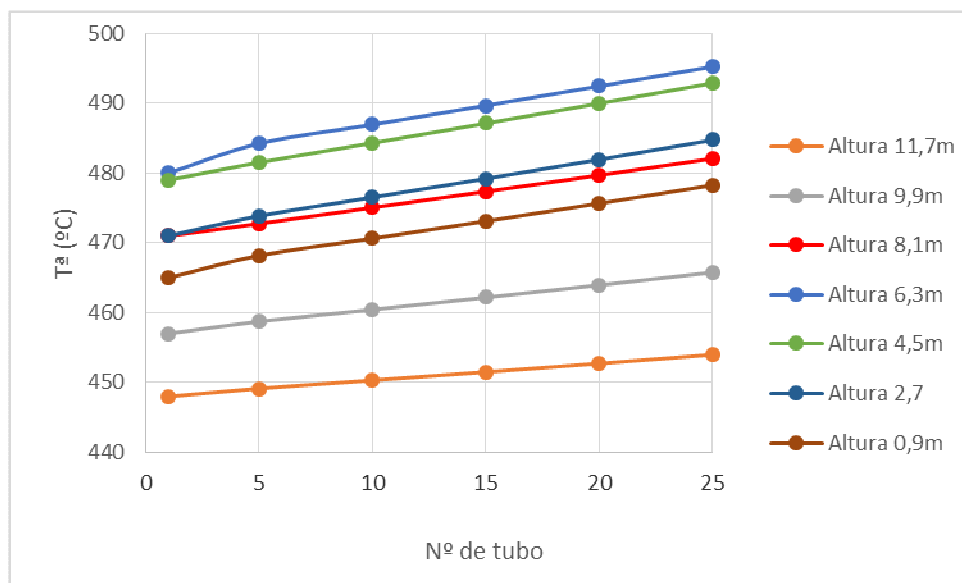


Gráfico 16: Temperatura de los tubos del panel situado al este del receptor.

En el gráfico 16 se puede observar que los tubos situados al norte tienen una mayor temperatura, esto es debido a que la radiación solar reflejada va aumentando hacia el norte. El aumento de la radiación viene provocado por la distribución del campo de helióstatos. Para el resto de paneles del receptor las tendencias observadas son análogas y no se muestran en el informe por brevedad.

La irradiación sobre el receptor mostrada en los gráficos anteriores es independiente del viento incidente sobre la central. Por ello no hará falta volver a mostrar otra vez los mapas de irradiación para diferentes velocidades del viento. Sin embargo, las pérdidas de calor desde los tubos hacia el exterior si resultan influenciadas por la velocidad del aire. Esto quiere decir que los resultados de la temperatura de la sal a la salida y las intensidades mínimas de radiación solar son función de las velocidades del viento como se muestran en los siguientes apartados.

9.1.2 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 5 m/s

Antes de comenzar a mostrar los resultados obtenidos hay que reseñar que por simplicidad para la resolución de este proyecto, se ha supuesto que el viento sopla horizontalmente y de forma constante en un periodo de tiempo suficientemente largo como para que el sistema alcance un estado cuasiestacionario.

Velocidad del viento V=5 m/s			
	Radiación solar (W/m ²)	T ^a salida del receptor(°C)	Velocidad de paso por los tubos de la sal (m/s)
Invierno (Febrero)	576	500,8	4,6
Primavera (Mayo)	765	501,1	6,7
Verano (Agosto)	861	502,3	7,7
Otoño (Noviembre)	537	502,5	4,1
Intensidad de radiación solar para que funcione la central sin almacenamiento	370	500,3	2.1

Tabla 7: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 5 m/s.

En la tabla 7 se puede apreciar como la velocidad de paso de la sal por los tubos disminuye con respecto a la que tenía cuando no soplaban el viento. Este hecho se debe a que las pérdidas por convección en el receptor aumentan con el incremento de la velocidad del viento.

En esta misma tabla también se observa como es necesario que la intensidad de la radiación solar aumente para que la central pueda funcionar sin utilizar el sistema de almacenamiento térmico. El valor de esta intensidad de radiación pasa de ser 250 W/m² a ser de 370 W/m².

9.1.3 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 10 m/s

Velocidad del viento V=10 m/s			
	Radiación solar (W/m ²)	T ^a salida del receptor(°C)	Velocidad de paso por los tubos de la sal (m/s)
Invierno (Febrero)	576	500,3	3,9
Primavera (Mayo)	765	500,7	6,1
Verano (Agosto)	861	502,3	7,1
Otoño (Noviembre)	537	501,1	3,4
Intensidad de radiación solar para que funcione la central sin almacenamiento	455	502,8	2.1

Tabla 8: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 10 m/s.

9.1.4 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 15 m/s

Velocidad del viento V=15 m/s			
	Radiación solar (W/m ²)	T ^a salida del receptor(°C)	Velocidad de paso por los tubos de la sal (m/s)
Invierno (Febrero)	576	502,5	3,1
Primavera (Mayo)	765	501,9	5,5
Verano (Agosto)	861	504,1	6,5
Otoño (Noviembre)	537	501,1	2,5
Intensidad de radiación solar para que funcione la central sin almacenamiento	528	502,9	2.1

Tabla 9: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 15 m/s.

9.1.5 RESULTADOS CON UNA VELOCIDAD DEL VIENTO DE 20 m/s

Velocidad del viento V=20 m/s			
	Radiación solar (W/m ²)	T ^a salida del receptor(°C)	Velocidad de paso por los tubos de la sal (m/s)
Invierno (Febrero)	576	496,8	1,4
Primavera (Mayo)	765	501,4	5,0
Verano (Agosto)	861	500,2	6,2
Otoño (Noviembre)	537		<1
Intensidad de radiación solar para que funcione la central sin almacenamiento	600	503,4	2,1

Tabla 10: Valores de la T^a de la sal a la salida del receptor en función de la radiación solar recibida, para una velocidad del viento de 20 m/s.

Como se puede observar en la tabla 10, cuando la velocidad del viento es muy elevada las pérdidas de calor por convección son grandes. Este hecho provoca que la velocidad de paso de la sal por los tubos tiene que reducirse considerablemente. Para la estación de otoño cuando se el viento sopla con una velocidad de 20m/s, la sal no circula por el receptor. Esto es debido a que su velocidad de paso por los tubos debería ser inferior a 1 m/s, para que su temperatura de salida sea de 500 ± 5 °C.

En la tabla 10, se puede apreciar que en la estación de invierno, cuando el viento tiene las condiciones antes mencionadas, para que la central tenga en funcionamiento el ciclo de potencia es necesario que el sistema de almacenamiento térmico esté cargado. Esta condición es necesaria ya que la velocidad de paso por los tubos del receptor, para que la temperatura de salida de la sal sea de 500 ± 5 °C, es menor que la velocidad mínima de paso por los tubos para que la central funcione sin este sistema (ver apartado 9.1.1)

En las tablas 7, 8, 9 y 10 se observa claramente que la velocidad de paso de la sal va en función de la radiación solar incidente sobre los helióstatos, por lo que en los meses de verano la velocidad será mayor que en los meses de otoño-invierno.

Otro dato muy importante a tener en cuenta, es las pérdidas que tiene la central por convección en el receptor. Se puede apreciar que dichas pérdidas vienen determinadas, entre otras

cosas, por la velocidad del viento a la que sopla sobre el receptor. Este factor meteorológico puede provocar que la central no pueda funcionar en los meses de otoño e invierno, ya que la radiación solar mínima necesaria para que funcione la central es mayor que la radiación solar en esos meses. Lo contrario ocurre en los meses de mayor radiación solar. En este periodo para que la temperatura de la sal a la salida del receptor sea de $500 \pm 5^\circ\text{C}$ el gasto másico de sal que atraviesa los tubos del receptor es superior al gasto másico nominal que entra en el intercambiador de calor. Este exceso de gasto másico será el que se dirija al sistema de almacenamiento térmico.

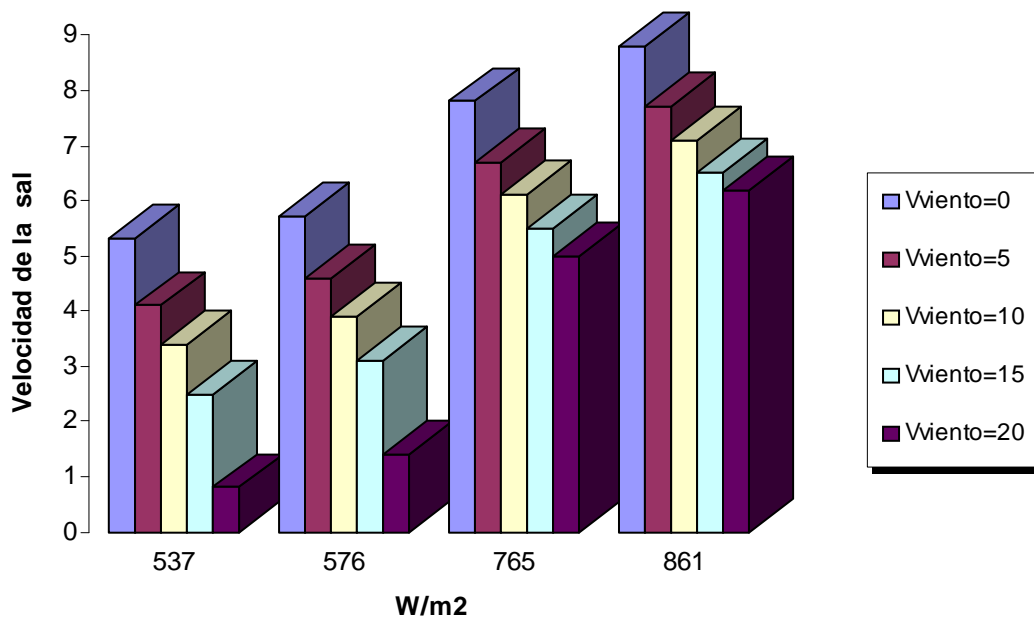


Gráfico 17: Evolución de la velocidad de paso de la sal por el receptor para una misma radiación solar en función de la velocidad del viento.

Los valores de eje horizontal del gráfico 17 se corresponden a las intensidades solares de los meses de noviembre, febrero, mayo y agosto.

En el gráfico 17 se puede ver cómo disminuye la velocidad de paso de la sal por el receptor para un mismo valor de radiación solar en función de la velocidad del viento. Es clara la gran disminución de la velocidad de paso de la sal por los tubos del receptor que ocurre cuando se pasa de una situación sin viento a una velocidad del viento reducida (5 m/s). Sin embargo, una vez que existe viento, cuando la velocidad del viento va aumentando el decrecimiento de la velocidad de la sal no es tan significativo para las velocidades del viento estudiadas.

9.2) RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Como ya se mencionó en el apartado 5.2, en la central a estudio es necesaria la instalación de tres intercambiadores de calor, ya que el agua experimenta un cambio de fase al ser calentada. En el primer intercambiador (precalentador) se elevará la temperatura del agua hasta la temperatura de saturación, en el segundo (evaporador) se producirá el cambio de fase del agua y en el tercero (sobrecalentador) se elevará la temperatura del vapor de agua.

Los tres intercambiadores de la central serán de tubos y carcasa, que tendrán un solo paso por la carcasa y dos pasos por los tubos. El gasto másico de sal que circulará a través del intercambiador será de 200 kg/s (apartado 5.1).

La sal circulará a través de los intercambiadores pasando primero por el sobrecalentador, a continuación por el evaporador y finalmente pasará por el precalentador. Esta configuración es la más eficiente y la más adecuada desde el punto de vista de la fatiga térmica.

A la hora de calcular el tamaño del intercambiador, hay que fijar dos parámetros previos que serán comunes a los tres intercambiadores. Estos son: el diámetro interior de la carcasa y la presión a la que estará el ciclo de vapor. La presión será de 50 bar, mientras que el diámetro será de 0,5 metros. Se ha elegido el mismo diámetro para las tres carcasas por ser un valor muy utilizado para estas presiones. Si se utilizaran diámetros mayores ser requerirían espesores muy grandes en la pared de la carcasa para poder aguantar las tensiones generadas por la alta presión.

Otro parámetro importante es la efectividad del intercambiador, en este caso la efectividad global del conjunto de intercambiadores se ha escogido igual $\epsilon=0,75$. Este valor es común en este tipo de aplicaciones.

El primer dato que se debe hallar es la temperatura de salida del agua del conjunto del intercambiador (es decir, la temperatura a la que entrará el agua en la turbina). Para ello se empleará la ecuación 53: ecuación de la eficiencia del intercambiador. El agua a la salida del intercambiador tendrá una temperatura de 385,12°C. Como se verá más adelante, este valor de temperatura del vapor a la salida del intercambiador es adecuado para hacer funcionar el ciclo de vapor.

Una vez conocida la temperatura a la que sale el agua del intercambiador, el siguiente dato importante es la cantidad de dicho fluido que tiene que circular por este circuito. Para ello se utiliza la ecuación 52 (ecuación del balance de energía), obteniendo un gasto másico de 20,88 kg/s.

Una vez que se conocen los parámetros generales, se irá detallando el diseño y las características de cada uno de los tres intercambiadores.

9.2.1 SOBRECALENTADOR

Para este diámetro de la carcasa, el número de tubos que contendrá será de 75 y se realizarán dos pasos por tubo, es decir si se cortara transversalmente el intercambiador se verían 150 tubos. El diámetro exterior de estos tubos es de 2,54 cm y el interior de 2,24 cm. Estos datos suelen ser utilizados en un prediseño de intercambiadores de calor de estas dimensiones de carcasa.

Una vez que se encuentran los parámetros previos fijados, se comienzan a calcular los datos necesarios para obtener la longitud del intercambiador.

El primer paso a seguir es obtener el coeficiente global de transferencia de calor, para ello es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor de la sal y del agua por separado. Para la sal, se calculan el n° de Reynolds y de Prandtl con las ecuaciones 59 y 60, obteniendo para el segundo un valor de 4,64 y para el primero, de 112000, con este valor, se puede afirmar que el flujo de la sal en el interior de los tubos es un flujo turbulento ($Re > 2300$).

Con este dato, el siguiente paso a seguir es buscar la correlación más adecuada para calcular el número de Nusselt; en este caso tenemos dos posibles opciones: utilizar la correlación de Gnielinski o la de Dittus-Boelter de calentamiento, para el diseño del intercambiador se utilizará esta última (ecuación 62), obteniendo un valor del número de Nusselt de 400,94.

Con estos datos se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor de la sal, a través de la ecuación 63, cuyo valor será de $h_s = 7929,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Para el agua, se procede de forma similar, se calcula el número de Reynolds y de Prandtl (ecuaciones 65 y 66), y para calcular el número de Nusselt, se utiliza la correlación del método de Kern (ecuación 67). Con estos datos se obtiene el coeficiente de transferencia del agua, cuyo valor es de $h_{\text{agua}} = 1884,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Utilizando los datos calculados, se puede obtener el coeficiente global de transferencia de calor (U) a través de la ecuación 70, cuyo valor será $U = 1375,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Una vez que se conocen todas las incógnitas, se puede calcular el área de tubos necesaria para que el agua se caliente a la temperatura fijada; con esta área, con el número de tubos y de pasadas de estos por la carcasa y con el diámetro de éstos, utilizando la ecuación 72, se obtiene un valor de 2,85 metros.

Normalmente en el diseño de intercambiadores de calor de tubo carcasa, el área de intercambio se agranda entre un 20 y un 40% para tener en cuenta la bajada del coeficiente global de transferencia (U) que se produce con el ensuciamiento interior y exterior de los tubos.

Para la central a estudio, el coeficiente de seguridad que se aplicará será del 30%, por lo que finalmente la longitud del intercambiador será de 3,7 m. Esta longitud de tubo garantiza el cumplimiento de la hipótesis de flujo desarrollado en el interior del conducto, ya que la longitud de desarrollo térmico para un flujo turbulento es de 10 veces el diámetro interior de la conducción.

En la tabla 11 se resumirán las principales características del sobrecalentador que se instalará en la central solar a estudio.

SOBRECALENTADOR			
Longitud	3,7 m	\dot{m}_{agua}	20,88 Kg/s
Diámetro carcasa	0,5 m	\dot{m}_{sal}	200 Kg/s
Número de tubos a la entrada	75	$T_{e,agua}$	264° C
Número de pasos por tubo	2	$T_{s,agua}$	385° C
Matriz	30°	$T_{e,sal}$	500° C
Longitud del baffle	0,375 m	$T_{s,sal}$	476° C
Conductividad térmica de los tubos	30 W/m·K	U	1375,8 W/m²·K

Tabla 11: Propiedades del sobrecalentador de la central solar.

9.2.2 EVAPORADOR

Para el diseño del evaporador, como ya se mencionó en el apartado 5.2, es necesario realizar una primera aproximación: el coeficiente de convención del agua se supondrá infinito. Esto es debido a que se produce el cambio de fase líquido-vapor del agua dentro del intercambiador.

Debido a esta aproximación, el coeficiente global de transferencia solo dependerá del coeficiente de convección de la sal y de la resistencia de los tubos.

Determinadas estas aproximaciones, se pasa a realizar los cálculos necesarios para obtener la longitud del intercambiador. Para ello, se conoce que el número de tubos y de pasadas será el mismo que en el caso del sobrecalentador, así como que el diámetro de la carcasa también es el mismo. Se ha elegido el mismo número de tubos y de pasos porque manteniéndolo constante se garantiza la misma velocidad de la sal dentro de los tubos.

Para el cálculo de la temperatura de salida de la sal, se conoce que en el evaporador toda la energía cedida por la sal es utilizada para la evaporación del agua. Debido a esto, se obtiene la temperatura de salida de la sal a través de la ecuación 78:

$$Ts_{sal} = Te_{sal} - \frac{\dot{m}_{agua} \cdot Hv_{agua}}{\dot{m}_{sal} \cdot Cp_{sal}} \quad (78)$$

siendo Hv_{agua} la entalpía específica de vaporización del agua.

Debido a que el proceso para la obtención del coeficiente de convección de la sal en el evaporador es el mismo que en el caso del sobrecalentador, no se entrará a explicar otra vez los detalles de cálculo. La tabla 12 resume las principales características del evaporador, así como la longitud obtenida para este.

EVAPORADOR			
Longitud	4,5 m	\dot{m}_{agua}	20,88 Kg/s
Diámetro carcasa	0,5 m	\dot{m}_{sal}	200 Kg/s
Número de tubos a la entrada	75	Te_{agua}	264° C
Número de pasos por tubo	2	T_{svapor}	264° C
Matriz	30°	Te_{sal}	476° C
Longitud del baffle	0,375 m	$T_{s_{sal}}$	361°C
Conductividad térmica de los tubos	30 W/m·K	U	3613 W/m ² ·K

Tabla 12: Propiedades del evaporador de la central solar.

9.2.3 PRECALENTADOR

El método de diseño de este intercambiador es similar a la del sobrecalentador. La única diferencia es la fase del fluido que circula por el exterior de los tubos, ya que en un caso es vapor y en el otro es agua en estado líquido. Debido a esta similitud, no es necesario volver a mostrar el procedimiento de cálculos. La tabla 13 contiene las principales características del precalentador diseñado.

PRECALENTADOR			
Longitud	12,3 m	\dot{m}_{agua}	20,88 Kg/s
Diámetro carcasa	0,5 m	\dot{m}_{sal}	200 Kg/s
Número de tubos a la entrada	75	$T_{e_{agua}}$	40,5° C
Número de pasos por tubo	2	$T_{s_{agua}}$	264° C
Matriz	30°	$T_{e_{sal}}$	361° C
Longitud del baffle	0,375 m	$T_{s_{sal}}$	296° C
Conductividad térmica de los tubos	30 W/m·K	U	1204,2 W/m²·K

Tabla 13: Propiedades del precalentador de la central solar.

En la tabla 14 se pueden ver las principales características del bloque de intercambio de calor una vez que han sido conocidas las características individuales de cada intercambiador.

INTERCAMBIADOR DE CALOR			
Diámetro carcasa	0,5 m	\dot{m}_{agua}	20,88 Kg/s
Número de tubos	75	\dot{m}_{sal}	200 Kg/s
Número de pasadas	2	$T_{e_{agua}}$	40,5° C
Matriz	30°	$T_{s_{vapor}}$	385° C
Longitud del baffle	0,375 m	$T_{e_{sal}}$	500° C
Conductividad térmica de los tubos	30 W/m·K	$T_{s_{sal}}$	296° C
Efectividad	0,75		

Tabla 14: Propiedades del intercambiador de calor de la central solar.

9.3) RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE CALOR.

Como ya se mencionó en el apartado 5.1, un ejemplo de sistema de almacenamiento de sales en una central de 50 MW, esta dado por la central Andasol 1 que consta con dos tanques de sales fundidas de 36 metros de diámetro y 14 metros de altura, con 28500 toneladas de sal. En el caso que nos incumbe, la central tendrá 11000 toneladas de sal. Teniendo en cuenta que la densidad media de la sal es de 1800 kg/m^3 el volumen necesario que tienen que tener los depósitos para albergar la sal es de 6111 m^3 .

En ese mismo apartado se aludió a que necesitaríamos 2 tanques, uno para las sales frías, que se encontrará a una temperatura de 290° C , y otro para las sales calientes, que se encontrará a una temperatura de 500° C .

Los tanques se diseñan para que la superficie de contacto con el exterior sea la menor posible, para minimizar las pérdidas de calor hacia el exterior, y que sea fácil de construir. La figura geométrica que mejor cumple estas condiciones es el cilindro. La superficie de contacto de un cilindro viene dada por la expresión 82:

$$A = 2(\pi \cdot r_t^2) + 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot h_t \quad (82)$$

siendo r_t el radio del tanque y h_t la altura del tanque.

El área del cilindro se puede dejar en función del volumen y de radio conociendo la expresión del volumen del cilindro, quedando la expresión de la siguiente manera:

$$h_t = \frac{V_t}{\pi \cdot r_t^2} \quad (83)$$

Si se sustituye en la expresión 82, queda de la forma siguiente:

$$A = 2(\pi \cdot r_t^2) + 2 \frac{V_t}{r_t} \quad (84)$$

Para que la superficie de contacto sea lo menor posible hay que minimizar el radio, para ello se deriva la expresión 84 y se iguala a cero, quedando de la siguiente forma:

$$A' = 4 \cdot \pi \cdot r_t - 2 \frac{V_t}{r_t^2} = 0 \quad (85)$$

Obteniéndose las siguientes dimensiones del tanque:

$$r_t = 9,91 \text{ m}$$

$$h_t = 19,80 \text{ m}$$

El funcionamiento del sistema de almacenamiento térmico es el siguiente: cuando el gasto másico de la sal a través de los tubos del receptor es superior a 200 kg/s (gasto másico nominal de entrada al intercambiador de calor) el sistema comienza a cargarse. El exceso de gasto másico se dirige al tanque de sales calientes, donde permanece almacenado hasta su posterior utilización.

Cuando el flujo másico que atraviesa el receptor es menor de 200 kg/s, el tanque de sales calientes aporta el gasto másico faltante hasta llegar al flujo nominal de la entrada al intercambiador. Por ejemplo, si por el receptor de la central pasa un flujo de 150 kg/s, el tanque de sales calientes aporta los 50 kg/s faltantes hasta llegar a los 200 kg/s que entran al intercambiador. En este proceso es cuando el sistema de almacenamiento se descarga.

Para la resolución de este apartado se ha supuesto que la eficiencia de enfoque de los espejos a la torre es constante a lo largo del día. Se ha realizado esta aproximación por sencillez y asumiendo que el cambio de orientación de los espejos a lo largo de las horas del día puede variar el rendimiento de enfoque. Dicho cambio de rendimiento no es muy elevado, por lo que no afecta al orden de magnitud y tendencia de los valores de potencia obtenidos en la central. Su inclusión se deja a futuros análisis que continúen a este proyecto.

A continuación, se mostrarán los resultados de la energía que se va almacenando y el tiempo que es capaz de funcionar la central una vez que sé esta utilizando el sistema de almacenamiento de energía, para cada estación del año y para una velocidad del viento estándar de 10 km/h.

Acumulación de energía en invierno (tomando como referencia el mes de febrero).

Para una velocidad del viento de 2,7 m/s se ha calculado el valor de radiación solar mínima para que la central pueda funcionar sin utilizar el sistema de almacenamiento térmico. Este valor es de 330 W/m².

En invierno, la central comenzará a funcionar a las 9:00 horas de la mañana, ya que es a partir de esa hora cuando se recibe una radiación solar superior a los 330 W/m².

En la tabla 15 se muestra cantidad de sal caliente que es capaz de almacenar la central a la vez que se encuentra funcionando a pleno rendimiento.

Como comentario de la tabla 15 se puede decir que debido a que en el invierno la radiación con la que incide el sol no es muy potente el sistema de almacenamiento solo podrá almacenar durante todo el día 3564 Tn. Esta energía comenzará a usarse a partir de las 15:00 horas, que es cuando la intensidad de radiación solar queda por debajo de los 330W/m² (límite inferior de radiación necesario para que funcione la central sin tener que usar el sistema de almacenamiento),

a partir de esta hora se seguirá haciendo circular la sal por el receptor hasta que la intensidad de radiación solar sea tan pequeña que la velocidad de paso de la sal por los tubos sea menor a 1 m/s.

INVIERNO (Febrero)						
Hora del día	Radiación Solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal calentada en el receptor (Tn)	Cantidad de sal dirigida al sistema de almacenamiento (Tn)	ΣSal almacenada (Tn)
9:00-10:00	430	504,8	3	1028	308	308
10:00-11:00	521	503,1	4	1371	651	959
11:00-12:00	567	502,3	4,5	1542	822	1782
12:00-13:00	567	502,3	4,5	1542	822	2604
13:00-14:00	521	503,1	4	1371	651	3256
14:00-15:00	430	504,8	3	1028	308	3564

Tabla 15: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en invierno.

En la tabla 16 se puede apreciar el tiempo que está la central funcionando con el sistema de almacenamiento. También se aprecia la cantidad de sal que se va extrayendo del depósito de sales calientes para dirigirla hacia el intercambiador.

INVIERNO (Febrero)					
Hora del día	Radiación solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de paso de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal que sale del sistema de almacenamiento (Tn)	Σsal almacenada (Tn)
					3564
15:00-16:00	299	502,4	1,5	206	3358
16:00-17:00	139	No circula sal por el receptor		720	2638
17:00-18:00	0	No circula sal por el receptor		720	1918
18:00-19:00	0	No circula sal por el receptor		720	1198
19:00-20:00	0	No circula sal por el receptor		720	478
20:00-20:40	0	No circula sal por el receptor		477,8	0

Tabla 16: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada.

En conclusión en invierno la central puede estar funcionando 11,66 horas a pleno rendimiento teniendo el sistema de almacenamiento de calor, sin él solo podría funcionar durante 6 horas.

Acumulación de energía en primavera (tomando como referencia el mes de mayo).

En el mes de mayo, la radiación solar aumenta su potencia y su duración con respecto al mes de febrero, por lo tanto la central podrá estar en funcionamiento durante más horas. En la tabla 19 podremos ver el tiempo que el sistema de almacenamiento se encuentra acumulando energía.

Se puede observar que la cantidad de sal que es capaz de almacenar es mucho mayor que durante el invierno, así como las horas de funcionamiento sin tener que usar el sistema de almacenaje es mucho mayor pasando de 6 horas a 9,5 horas.

Debido a que la central almacena más energía también podrá estar funcionando un número mayor de horas con el sistema de almacenamiento, esto se puede apreciar en la tabla 17.

PRIMAVERA (Mayo)						
Hora del día	Radiación Solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal calentada en el receptor (Tn)	Cantidad de sal dirigida al sistema de almacenamiento (Tn)	ΣSal almacenada (Tn)
7:30-8:00	380	500,9	2,5	857	137	137
8:00-9:00	444	502,7	3,2	1097	377	514
9:00-10:00	620	503,8	5	1714	994	1508
10:00-11:00	710,5	501,5	6	2057	1337	2844
11:00-12:00	756,5	503,4	6,4	2194	1474	4318
12:00-13:00	756,5	503,4	6,4	2194	1474	5792
13:00-14:00	710,5	501,5	6	2057	1337	7129
14:00-15:00	620	503,8	5	1714	994	8122
15:00-16:00	444	502,7	3,2	1097	377	8499
16:00-17:00	334	501,2	2,1	720	0	8499

Tabla 17: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en primavera.

PRIMAVERA (Mayo)					
Hora del día	Radiación solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de paso de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal que sale del sistema de almacenamiento (Tn)	Σsal almacenada (Tn)
					8499
17:00-18:00	163,5	No circula sal por el receptor		720	7779
18:00-19:00	55	No circula sal por el receptor		720	7059
19:00-20:00	0	No circula sal por el receptor		720	6339
20:00-21:00	0	No circula sal por el receptor		720	5619
21:00-22:00	0	No circula sal por el receptor		720	4899
22:00-23:00	0	No circula sal por el receptor		720	4179
23:00-00:00	0	No circula sal por el receptor		720	3459
0:00-01:00	0	No circula sal por el receptor		720	2739
01:00-02:00	0	No circula sal por el receptor		720	2019
02:00-03:00	0	No circula sal por el receptor		720	1299
03:00-04:00	0	No circula sal por el receptor		720	579
04:00-04:45	0	No circula sal por el receptor		579	0

Tabla 18: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada.

Analizando la tabla 18 observamos que la duración del tiempo de funcionamiento de la central con el sistema de almacenamiento pasa de 5,66 horas en invierno a ser 11,75 horas en primavera.

Mientras que el periodo de funcionamiento total de la central pasa de ser de 11,66 horas a ser de 21,25 horas aproximadamente.

Acumulación de energía en verano (tomando como referencia el mes de agosto).

En el mes de agosto, sigue aumentando la radiación solar con respecto a la primavera, debido a esto la central podrá estar funcionando un periodo de tiempo mayor. En las tablas 19 y 20, se muestran la duración tanto del periodo en el que se encuentra funcionando y almacenando energía como el que se encuentra funcionando y utilizando dicha energía.

VERANO (Agosto)						
Hora del día	Radiación Solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal calentada en el receptor (Tn)	Cantidad de sal dirigida al sistema de almacenamiento (Tn)	ΣSal almacenada (Tn)
7:30-8:00	380	502,8	2,5	857	137	137
8:00-9:00	511,5	503,0	3,9	1337	617	754
9:00-10:00	674	505,3	5,5	1885	1165	1919
10:00-11:00	790	507,1	6,6	2262	1542	3461
11:00-12:00	850	502,2	7,4	2537	1817	5278
12:00-13:00	850	502,2	7,4	2537	1817	7094
13:00-14:00	790	507,1	6,6	2262	1542	8637
14:00-15:00	674	505,3	5,5	1885	1165	9802
15:00-16:00	511,5	503,0	3,9	1337	617	10419

Tabla 19: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en verano.

En la estación de verano es cuando nuestra central tiene un periodo de funcionamiento mayor, pudiendo estar funcionando a pleno rendimiento durante 23,68 horas, de este tiempo funciona durante 15,68 horas debido al sistema de almacenamiento. Observando estos datos se puede apreciar que la instalación en la central de un sistema de almacenamiento conduce a una mejora significativa del aprovechamiento del recurso solar, prolongando el tiempo de operación de la planta a casi el doble.

VERANO (Agosto)					
Hora del día	Radiación solar (W/m2)	Tª de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de paso de las sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal que sale del sistema de almacenamiento (Tn)	Σsal almacenada (Tn)
16:00					10419
16:00-17:00	298,62	501,9	1,5	206	10213
17:00-18:00	137	No circula sal por el receptor, 290°C		720	9493
18:00-19:00	25	No circula sal por el receptor, 290°C		720	8773
19:00-20:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	8053
20:00-21:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	7333
21:00-22:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	6613
22:00-23:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	5893
23:00-00:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	5173
0:00-01:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	4453
01:00-02:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	3733
02:00-03:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	3013
03:00-04:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	2293
04:00-05:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	1573
05:00-06:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	853
06:00-07:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	133
07:00-07:11	0	No circula sal por el receptor, 290°C		133	0

Tabla 20: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada.

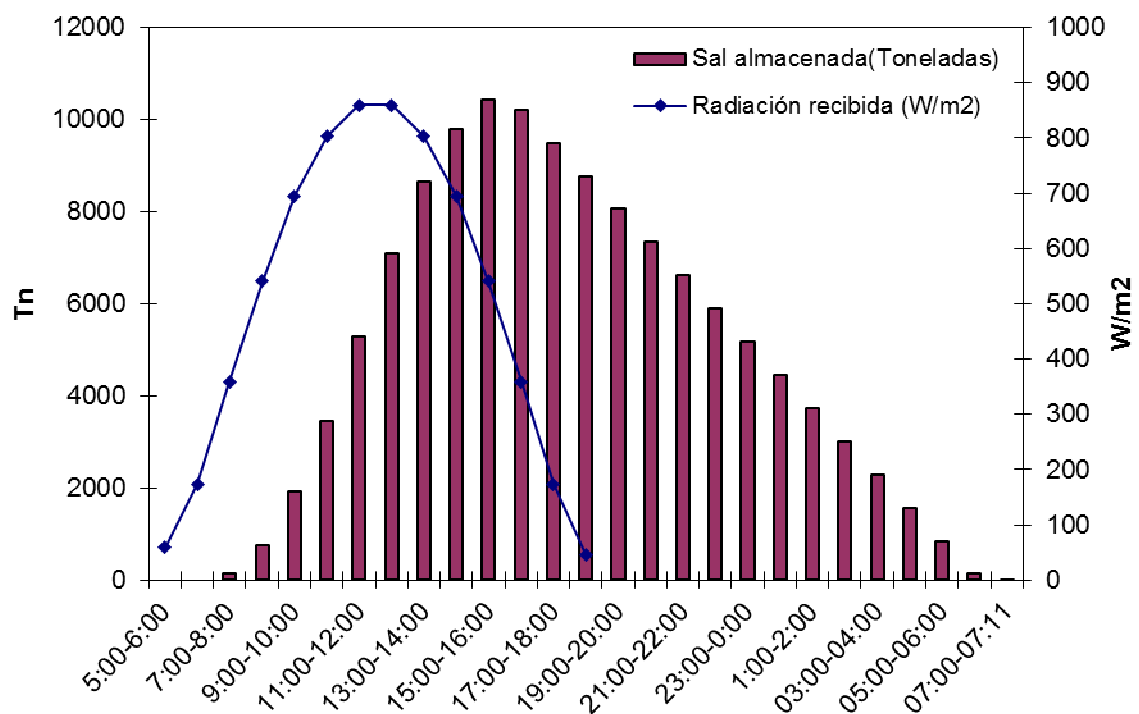


Gráfico 18: Sal acumulada en el sistema de almacenamiento térmico en función de la radiación solar incidente. La cantidad de sal está expresada en toneladas

En el gráfico 18 se puede observar la cantidad de sal que se encuentra almacenada en el sistema de almacenamiento térmico en función de la radiación solar. A primera hora del día la central funciona pero el sistema no puede almacenar energía, ya que no hay excedente de esta.

En la zona central de la gráfica, se puede apreciar que entre 15:00 y las 17:00 horas, prácticamente la cantidad de sal acumulada ni aumenta ni disminuye, esto es debido a que en esa franja horaria la central está recibiendo la radiación solar necesaria para funcionar, es decir no hay ni excedente ni déficit energético.

También se aprecia como a partir de las 17:00 horas el sistema de almacenamiento va cediendo parte de la sal almacenada. Cuando todavía existe una pequeña radiación solar, lo hace más despacio, mientras que en cuanto desaparece dicha radiación, cede la energía a una mayor velocidad.

Acumulación de energía en otoño (tomando como referencia el mes de noviembre).

En otoño comienza a disminuir la radiación solar, debido a esto nuestra central podrá estar menos tiempo en funcionamiento, a continuación en las tablas 21 y 22, se muestra cuanto será la duración de este funcionamiento.

OTOÑO (Noviembre)						
Hora del día	Radiación Solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal calentada en el receptor (Tn)	Cantidad de sal dirigida al sistema de almacenamiento (Tn)	ΣSal almacenada (Tn)
9:00-10:00	380,5	502,8	2,5	857	137	137
10:00-11:00	478	501,2	3,6	1234	514	651
11:00-12:00	527,5	501,9	4,1	1405	685	1336
12:00-13:00	527,5	571,4	4,1	1405	685	2022
13:00-14:00	478	548,6	3,6	1234	514	2536
14:00-15:00	380,5	501,2	2,5	857	137	2673

Tabla 21: Cantidad de sal que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento y temperatura a la salida del receptor de la sal en otoño.

OTOÑO (Noviembre)					
Hora del día	Radiación solar (W/m ²)	T ^a de salida de la sal del receptor (°C)	Velocidad de paso de la sal por los tubos (m/s)	Cantidad de sal que sale del sistema de almacenamiento (Tn)	Σsal almacenada (Tn)
15:00					2673
15:00-16:00	243	No circula sal por el receptor, 290°C		720	1953
16:00-17:00	78	No circula sal por el receptor, 290°C		720	1233
17:00-18:00	0	No circula sal por el receptor, 290°C		720	513
18:00-18:43	0	No circula sal por el receptor, 290°C		513	0

Tabla 22: Tiempo de funcionamiento de la central utilizando la sal almacenada.

Como comentario general se puede decir que los meses que menor funcionamiento tendrá la central serán los que van de noviembre a enero, teniendo un periodo de funcionamiento aproximado de 9,40 horas; mientras que los meses de mayor funcionamiento serán los de julio y agosto, que tendrán un tiempo de ocupación que superará las 23 horas de actividad.

Estos cálculos están realizados suponiendo que todo el sistema de almacenamiento es adiabático; es decir, despreciando las pérdidas de calor con el exterior.

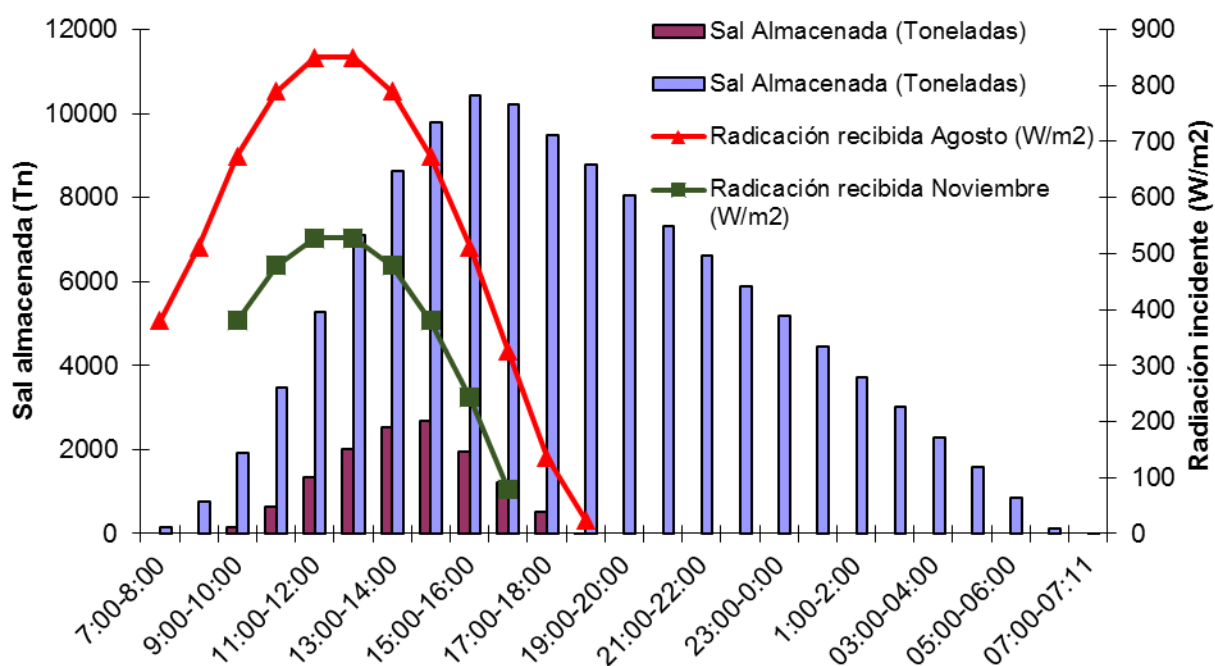


Gráfico 19: Comparación de la intensidad de radiación solar y la sal acumulada en el sistema de almacenamiento térmico en los meses de noviembre y de agosto.

En el gráfico 19, se puede apreciar la diferencia de radiación solar recibida en un día entre los meses de noviembre y de agosto, y la influencia que ésta presenta en la cantidad de energía que es capaz de almacenar el sistema de almacenamiento térmico y por consiguiente, en el periodo de funcionamiento de la central.

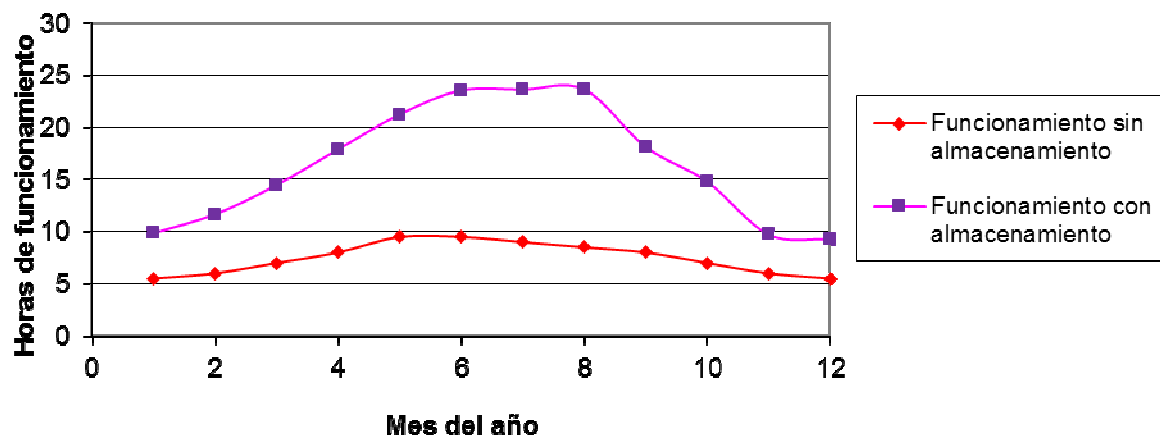


Gráfico 20: Variación del periodo de funcionamiento de la central, en función de sí está instalado el sistema de almacenamiento térmico o no.

En esta misma representación, se puede observar la central puede estar funcionando prácticamente las 24 horas del día en los meses de verano, mientras que la central apenas funciona 10 horas diarias en los meses de noviembre y diciembre

Se puede apreciar en el gráfico 20, que el periodo de funcionamiento aumenta en gran medida debido al uso del sistema de almacenamiento en todos los meses del año, por lo que siempre tiene una gran repercusión la instalación de este sistema en la central. Con la instalación de este sistema el *periodo de funcionamiento* de la central a pleno rendimiento será de 6050 horas al año.

9.4) RESULTADOS OBTENIDOS PARA TODA LA PLANTA.

En nuestra central los resultados energéticos vendrán proporcionados por la potencia que sea capaz de generar nuestro ciclo de vapor (apartado 6.2). Este valor vendrá determinado por la potencia generada por la turbina, menos la consumida por la bomba del ciclo de vapor y la consumida por la bomba que impulsa las sales a la parte superior del receptor.

Para llegar a estos valores, tenemos que conocer varios datos de partida como son la presión, la temperatura del fluido a la salida de la turbina, los rendimientos de la bomba y de la turbina, etc.

En nuestro ciclo, la bomba aumentará la presión del fluido hasta los 50 bares, teniendo un rendimiento de 0,8. Otro parámetro importante, es la temperatura de entrada del agua a la bomba (que será la misma que la que sale del condensador) y tendrá un valor de 40° C.

Conocidos estos datos, el primer paso será conocer la temperatura de salida del agua de la bomba para ello usaremos las tablas de las propiedades termodinámicas del agua y la expresión del rendimiento de una bomba. Obteniendo un valor de la temperatura de 40,46° C.

El siguiente paso, será conocer la temperatura de salida del agua del intercambiador y el gasto másico, que como se mencionó en el apartado 8.2, serán de 385° C y 20,88 kg/s. Con este dato en las mismas tablas anteriormente mencionadas, obtenemos las propiedades del agua a estos valores de temperatura y de presión. Este paso es necesario para calcular las propiedades y el título del fluido a la salida de la turbina, si esta tuviese un rendimiento unitario.

Conociendo las propiedades de la turbina de vapor, que habitualmente son proporcionadas por el fabricante, conocemos el rendimiento de la turbina. Tal y como se comentó en el apartado 6.2, el rendimiento utilizado para la turbina de vapor es de 0,9 y a partir de este dato obtenemos los valores de las entalpías tanto a la entrada como a la salida de la turbina.

Aplicando la ecuación 77 (ecuación para el cálculo de la potencia), obtenemos la potencia generada por la turbina que tendrá un valor de 20,64 MW.

Debido a que la bomba del ciclo de vapor realiza el trabajo de elevación de la presión del agua, consumirá una potencia determinada, que se calculará con la ecuación 76 (ecuación para el cálculo de la potencia consumida por la bomba). Este consumo tendrá un valor de 0,16 MW.

En el circuito de la sal, la bomba que impulsa la sal a la parte superior del receptor también consume potencia eléctrica. Utilizando las expresiones 73 y 74 del apartado 5.3 se obtiene que el consumo de esta bomba es de 0,32 MW

La **potencia proporcionada** por nuestra central será la diferencia entre la potencia generada y la consumida, teniendo un valor de **20,16 MW**.

Una vez que conocemos las horas de funcionamiento de nuestra central y la potencia neta que genera, podemos estimar la potencia anual que es capaz de producir a pleno rendimiento. Esta potencia será aproximadamente de 121,96 GWh. anuales.

Una vez conocida la potencia que es capaz de generar la central, el siguiente paso es calcular sus rendimientos funcionando a plena potencia.

9.4.1 RENDIMIENTO TOTAL DE LA CENTRAL

El rendimiento total de la central vendrá dado por la energía eléctrica que es capaz de generar la central entre la energía solar que alcanza el campo de heliostatos.

El primer dato necesario para calcular el rendimiento es el área total de heliostatos que tenemos instalados, así como la radiación solar incidente sobre ellos. Así para calcular el rendimiento total diario, se tiene que calcular la radiación solar que incide a lo largo del día y multiplicarla por el área de espejos, este dato será la potencia proporcionada por el sol a nuestra central.

El segundo dato necesario es la energía total que es capaz de generar la central a lo largo del día, este parámetro es función del tiempo que pueda estar funcionando a pleno rendimiento el generador.

Conocidos estos valores el rendimiento de la central será el cociente entre la potencia generada y la potencia proporcionada por el sol. Como se ha mencionado antes la potencia generada es función del tiempo de funcionamiento de la central. El tiempo de funcionamiento de la central tiene dos partes, funcionando la central con el sistema de almacenamiento y sin él. En este apartado se calcularán ambos rendimientos y se mostrarán en el gráfico 19.

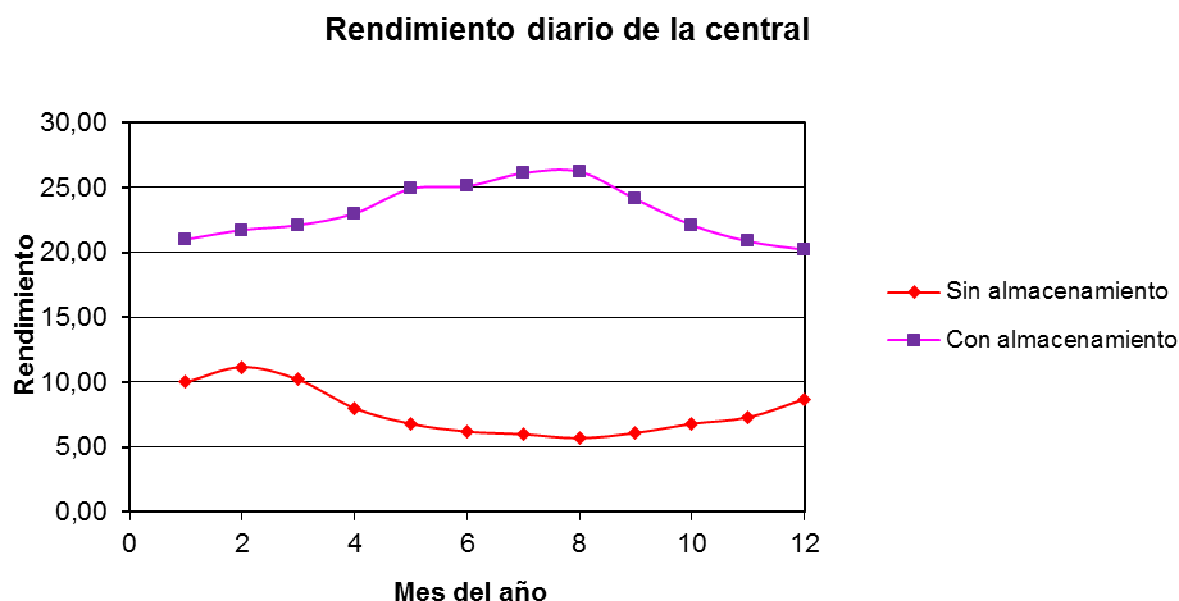


Gráfico 21: Rendimiento de la central, tanto si está instalado el sistema de almacenamiento térmico como si no lo está.

En el gráfico 21, se puede apreciar que el rendimiento de la central aumenta considerablemente al instalar el sistema de almacenamiento, esto es debido a que el generador puede estar funcionando mucho más tiempo debido a que no se han tenido que desfocar los espejos para que no exista exceso de energía absorbida en el receptor.

Otra apreciación importante, es que el rendimiento con el sistema de almacenamiento se estabiliza en torno al 22%, mientras que sin éste dispositivo, el rendimiento desciende hasta el 8%. Un aspecto importante en lo que respecta al rendimiento de la central cuando no se utiliza el sistema de almacenamiento térmico, se aprecia en el gráfico 21. El rendimiento de esta disminuye en los meses de mayor radiación solar. Ésto es debido a que se tienen que desfocar muchos helióstatos para que la sal no supere los 500°C a la salida del receptor, por lo que se pierde mucha energía.

En conclusión se puede decir que es importante la colocación del sistema de almacenamiento de la central, ya que aumenta considerablemente el rendimiento de esta.

9.4.2 RENDIMIENTO DEL RECEPTOR.

El rendimiento del receptor viene determinado por la ecuación 86:

$$\eta_r = \frac{Q_{\text{absorbido}}}{Q_{\text{reflejado}}} \quad (86)$$

siendo $Q_{\text{reflejado}}$ el valor del calor reflejado por los helióstatos que incide sobre el receptor y $Q_{\text{absorbido}}$ el calor que absorbe la sal al pasar por los tubos del receptor.

En la gráfica 22 se muestra el rendimiento del receptor de la central solar. Se puede observar, cómo el rendimiento del receptor se encuentra estable en torno al 35%. La variación del rendimiento es función de la radiación solar recibida en el campo de helióstatos, aumentando este según va aumentando la radiación solar.

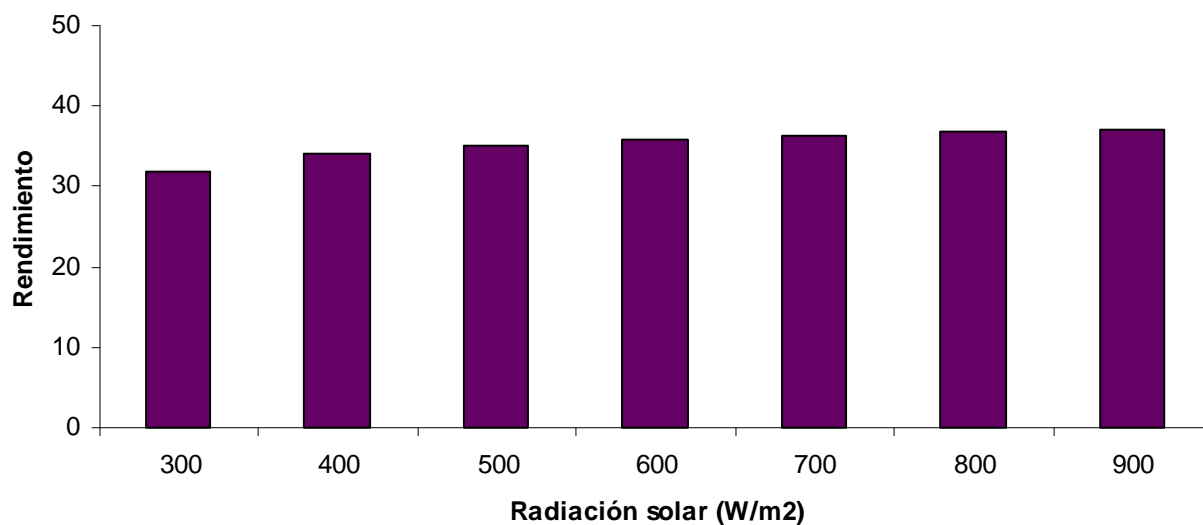


Gráfico 22: Rendimiento del receptor en función de la radiación solar incidente.

8.4.3 RENDIMIENTO DEL CICLO DE VAPOR.

El rendimiento del ciclo de vapor viene determinado por la potencia mecánica que es capaz de generar la turbina de vapor y por el calor que cede la sal en el intercambiador de calor. La potencia mecánica se supone similar a la potencia eléctrica generada, ya que el rendimiento de transformación de la potencia mecánica a eléctrica suele ser muy cercano a la unidad.

Para el cálculo del rendimiento del ciclo de vapor se utilizará la ecuación 87:

$$\eta_{\text{ciclovapor}} = \frac{W_{\text{generada}}}{Q_{\text{cedido}}} \quad (87)$$

siendo la potencia generada 20,16 MW y el calor cedido por la sal $Q = \dot{m}_{\text{sal}} \cdot C_{p_{\text{sal}}} (T_{e_{\text{sal}}} - T_{s_{\text{sal}}})$.

Aplicando la ecuación anterior, el rendimiento del ciclo de vapor proporciona un valor de $\eta=0,32$. Este valor se encuentra dentro de la normalidad, ya que el rendimiento de los ciclos de vapor suele estar comprendido entre 0,3 y 0,4.

9.5) AHORRO DE EMISIONES DE CO₂ A LA ATMÓSFERA.

Una parte importante en un proyecto de energía renovable es estimar la cantidad de CO₂ que se evita emitir a la atmósfera. Para ello se suele comparar la potencia generada por la instalación de energía renovable frente a una central convencional actual de la misma potencia, que en este caso será de ciclo combinado.

Según el Plan de Energías Renovables en España (PER) para los años 2005-2010 (realizado por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía), la cantidad de emisiones de CO₂ de una central de ciclo combinado para la producción de electricidad con un rendimiento del 54% es de 372 tCO₂/GWh. Es decir, por la generación de cada GWh con energías renovables se evitan emitir a la atmósfera 372 toneladas de CO₂.

La central a estudio es capaz de generar 121,96 GWh al año, por lo que el ahorro de emisiones a la atmósfera será de **45246 toneladas de CO₂**.

10) CONCLUSIONES

10.1) RESUMEN DE LOS PRINCIPALES RESULTADOS.

En esta apartado se realizará un resumen con los parámetros más relevantes obtenidos tras el diseño de la central termosolar ubicada en la Comunidad de Madrid.

Se iniciará el resumen por las dimensiones de partida tanto del campo de helióstatos del receptor.

En primer lugar, el número total de helióstatos del diseño es igual a 2600, teniendo cada uno un área de 121 metros cuadrados y una forma rectangular. El campo en el que se ubican tiene unas dimensiones de 1920x1170 metros. Los centros geométricos de cada helióstato estarán separados a 30 metros, tanto en la dirección norte-sur, como en la este-oeste. El campo se esquematiza en la figura 36.

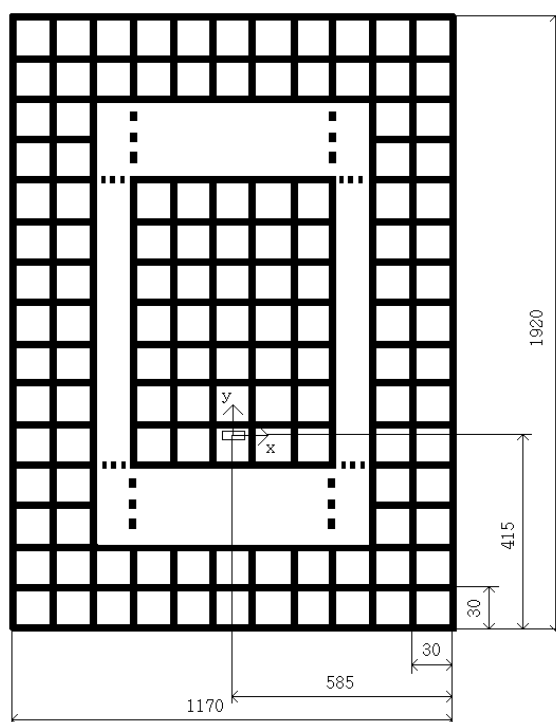


Figura 36: Esquema del campo de helióstatos.

La torre se halla situada sobre el origen de coordenadas de la figura 36, la altura de dicha torre es de 165 metros. En su parte superior se sitúa el receptor solar, cuyas dimensiones son de 13 metros de alto y 7 de diámetro.

El receptor se encuentra compuesto por 500 tubos, cuya longitud es la misma que la del receptor, su diámetro externo es de 4 centímetros y el espesor de la pared de cada tubo es de 1,5mm. Estos tubos se agrupan en haces de 25 tubos en donde la sal fundida circula con el mismo

sentido. El sentido de circulación de la sal se invierte al pasar de un panel al siguiente. El material de los tubos es una aleación especial de níquel-cromo Alloy H800, cuya conductividad térmica es de 10 W/mK.

La función del campo de heliostatos es la de reflejar la radiación solar sobre el receptor. Para ello lo que se hace es proyectar el rayo reflejado por el heliostato sobre la parte central del receptor. La suma de las proyecciones de todos heliostatos crea el mapa de radiación incidente sobre el receptor, este mapa se puede ver en el gráfico XXX. Donde en el eje

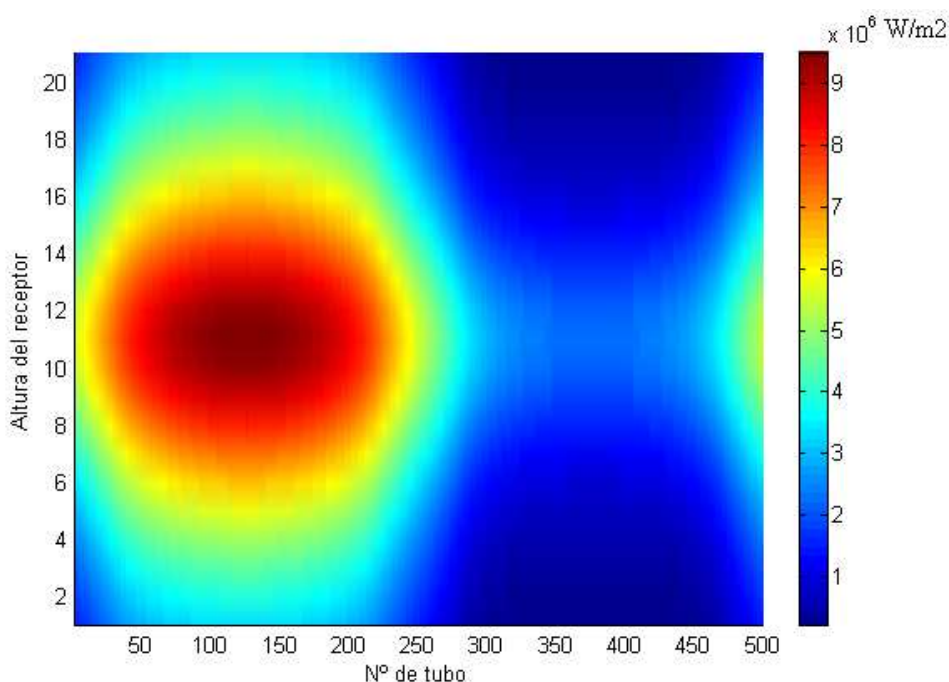


Gráfico 23: Mapa de intensidad de irradiación sobre el receptor, para una radiación solar de 600 W/m².

En el gráfico 23, en el eje de abscisas se representan todos los tubos que tiene el receptor siendo el tubo número 1 el que se encuentra situado en el oeste del receptor, siguiendo la numeración hacia el norte, después el este y finalmente el sur (sentido horario en una vista en planta del receptor). En el eje de ordenadas se muestra cada una de las divisiones del receptor (apartado 4.3), comenzando desde la parte inferior de los tubos hasta concluir en su parte superior. Todas divisiones tienen la misma longitud, es decir, dividen los 13 metros de alto del tubo en 21 divisiones iguales.

En la zona derecha del gráfico 23 se encuentra el valor numérico que corresponde a cada color, siendo las unidades de estos valores W/m².

La radiación reflejada sobre el receptor es la causante del calentamiento del fluido térmico que circula por el interior de los tubos de receptor.

El siguiente componente importante de la planta termosolar es el intercambiador de calor que permite transferir la energía térmica desde el fluido receptor (sal fundida) al fluido de trabajo del ciclo de potencia (agua). En el presente proyecto el diseño se ha realizado para un intercambiador

de tipo tubo-carcasas, con un solo paso por la carcasa y dos pasos por los tubos. En la figura 37 se puede apreciar la configuración de dicho intercambiador.

Debido a que el agua del ciclo de vapor experimenta un cambio de fase, es necesario construir tres unidades separadas de intercambiador de calor: un intercambiador para calentar el agua, otro para evaporarla y otro para calentar el vapor hasta la temperatura de entrada a la turbina.

La carcasa de cada uno de los tres intercambiadores de calor diseñados tiene un diámetro exterior de 0,5 m. El número de tubos que pasan por el interior de la carcasa es 75 y pasarán dos veces, su diámetro exterior es de 2,54 cm y el espesor de la pared del tubo es de 1,5mm. Cada uno de estos tubos recorre dos veces el intercambiador. La sal fundida es el fluido que circula por el interior de los tubos, mientras que el agua lo hace por el exterior de los mismos. Para cumplir las especificaciones del diseño la longitud resultante de cada unidad de intercambiador es diferente: el precalentador mide 12,3 m de largo, el evaporador 4,5 m y el sobrecalentador 3,7 m. En la figura 38 se puede ver un esquema con la posición y las dimensiones de cada uno de los tres intercambiadores.

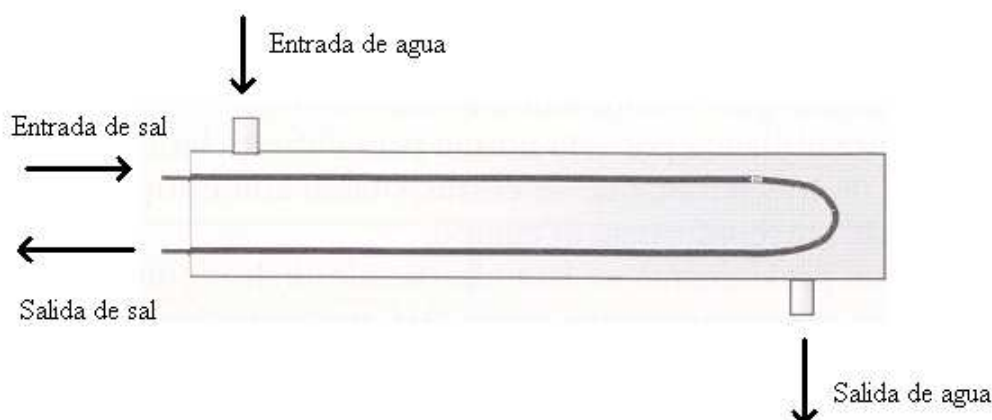


Figura 37: Configuración general de una unidad intercambiador de calor de tubo-carcasa.

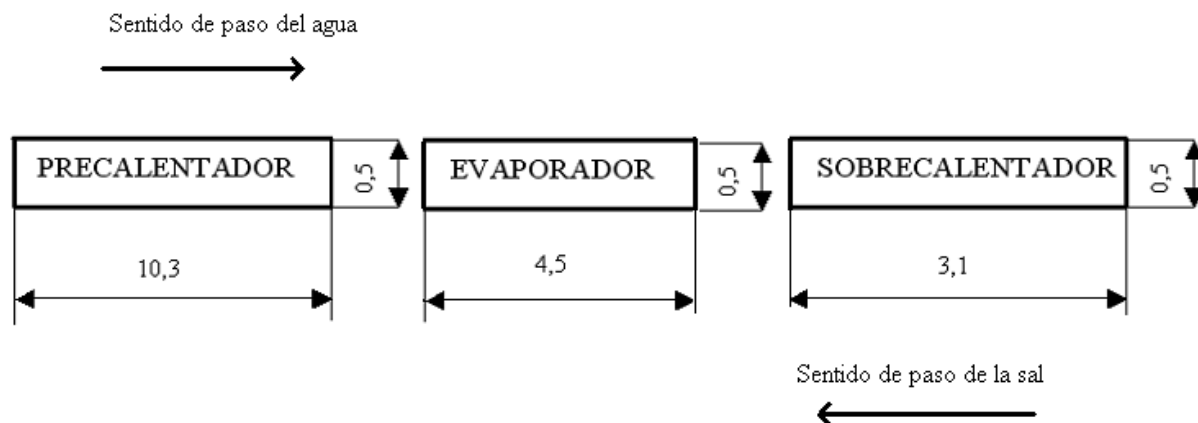


Figura 38: Esquema de la posición y las dimensiones de cada uno de los tres intercambiadores. Las unidades de las dimensiones de la figura son metros.

Otra componente importante en la central a estudio es el dispositivo de almacenamiento de calor. Este sistema consta de dos grandes depósitos donde se almacena la sal térmica. Las dimensiones de cada uno de estos son de 9,91 metros de diámetro y 19,80 de altura; con estas dimensiones, cada tanque puede albergar hasta 11000 toneladas de sal.

Gracias a este sistema, los resultados de este proyecto muestran que en verano la central puede seguir en funcionamiento a pleno rendimiento durante más de 15 horas desde que la radiación solar no es lo suficientemente intensa como para calentar el flujo másico de sal hasta la temperatura de diseño de entrada al intercambiador. Siendo el flujo de 200kg/s y la temperatura de entrada de 500°C. En los meses de noviembre a enero, el sistema de acumulación hace funcionar la central durante un periodo extra de 4 horas.

Para la transformación de la potencia térmica a energía eléctrica la planta diseñada recurre a un ciclo de vapor de tipo Rankine. El citado ciclo es el más sencillo posible con el objetivo de no incrementar el coste de la central. Las características del ciclo diseñado se resumen en la tabla 23:

$T_{i,t}$	385°C	$T_{o,b}$	40,5°
$T_{i,b}$	40°C	$P_{i,t}$	50bar
P_{con}	0,08bar	\dot{m}_{vapor}	20,88kg/s
η_b	0,8	x_v	0,78
η_t	0,9	η_{ciclo}	0,32

Tabla 23: Características principales del ciclo de vapor.

Una vez caracterizado el ciclo de vapor, y sabiendo la potencia transferida en el intercambiador de calor, obtenemos que la potencia producida por la turbina es de 20,64 MW. La potencia consumida por la bomba del ciclo de vapor es 0,16 MW, mientras que la consumida por la bomba del ciclo de la sal es 0,32 MW, obteniendo una **potencia generada neta de 20,16 MW**.

El siguiente dato importante para llegar a conocer la potencia anual que puede generar nuestra central, es el tiempo que puede estar funcionando a pleno rendimiento (en condiciones nominales de operación). Este parámetro viene fijado tanto por las horas en las que la radiación solar es suficiente para hacer funcionar la central, como por las horas en las que se utiliza el sistema de almacenamiento de calor. En nuestro caso la suma de ambos periodos supera las **6050 horas** anuales.

Conocido el periodo de tiempo de funcionamiento y la potencia de generación, se obtiene la potencia anual que genera la central, y cuyo valor aproximado es **121,96 GWh**. Esta potencia eléctrica generada, evita la emisión de **45246 toneladas de CO₂** a la atmósfera.

Conocida la potencia que se puede generar en la central, el proyecto ha abordado el cálculo de los diversos rendimientos térmicos de la planta. Los resultados obtenidos muestran que el rendimiento global de la planta, que relaciona la potencia generada a lo largo del día y la potencia solar incidente sobre la suma de espejos del campo, mejora considerablemente con la utilización de un sistema de almacenamiento térmico. En particular, el rendimiento a lo largo del año, usando el sistema de almacenamiento permanece relativamente estable en torno al 22%. Por el contrario, si no se utiliza un sistema de almacenamiento térmico, el rendimiento global de la planta disminuye hasta el 8%. En el gráfico 24 se puede apreciar esta variación.

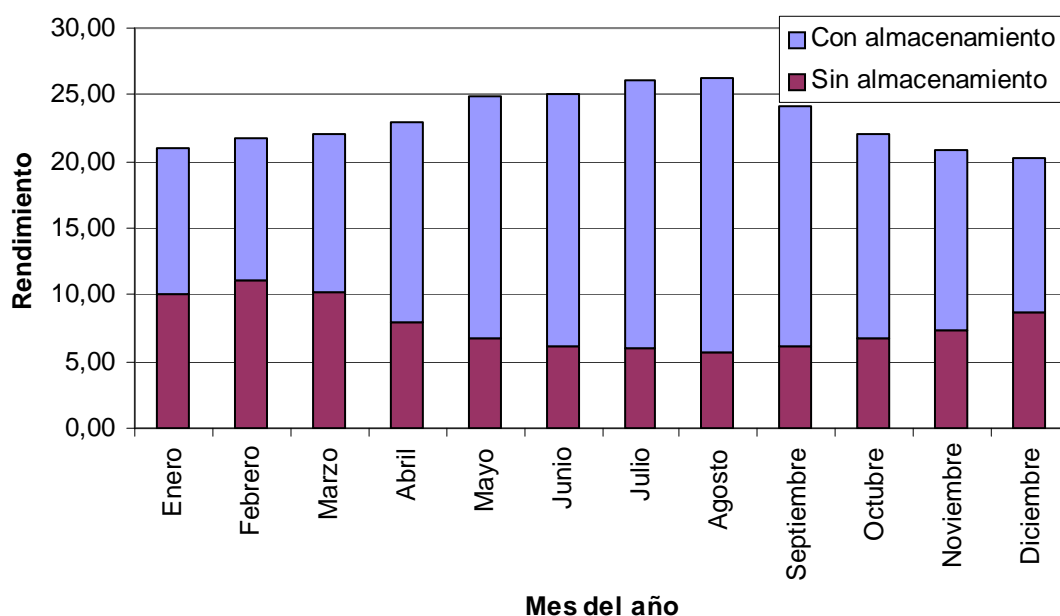


Gráfico 24: Evolución del rendimiento mensual de la central.

El rendimiento del receptor se mantiene prácticamente estable en torno al 35%. Éste rendimiento se define como la potencia absorbida por el receptor entre la potencia reflejada por el campo de helióstatos.

10.2) CRÍTICA A LOS RESULTADOS OBTENIDOS.

Los resultados obtenidos en el presente proyecto fin de carrera permiten realizar un análisis general de los puntos fuertes y débiles del diseño realizado para la central solar de torre.

Para la obtención de la potencia térmica se han despreciado las pérdidas de calor hacia el exterior en todos los componentes de la central excepto en el receptor solar. Esta simplificación se puede realizar para un primer diseño ya que, mediante un correcto aislamiento de la central, las pérdidas de calor tienen como mucho un orden de magnitud menor que la potencia neta obtenida en la central.

Otra de las simplificaciones utilizadas en el diseño de la central es la consideración de un coeficiente de convección del agua infinito en la unidad evaporadora del intercambiador. Esta primera aproximación es correcta en un primer análisis como el presente, ya que tanto el coeficiente de convección obtenido para la sal como la conductividad de los tubos no son muy elevadas, lo que provoca que las resistencias térmicas de convección de la sal y conducción en las paredes del tubo son las dominantes en el intercambiador.

A la hora de calcular el calor que se transfiere por radiación al fluido que circula por el receptor se establecieron las hipótesis siguientes: la pared refractaria emite toda la radiación que absorbe y la superficie de los tubos se comporta como un cuerpo gris. Ambas aproximaciones son comúnmente usadas en la literatura especializada, aunque su uso no es recomendable en diseños más detallados.

El cálculo de la potencia generada por la central se ha realizado de manera cuasi-estacionaria, es decir, suponiendo que todos los componentes alcanzan unas condiciones muy cercanas al equilibrio para cada valor de la radiación solar utilizado. También se ha supuesto que los fenómenos meteorológicos transitorios no afectan a la central, pues la variación horaria de radiación utilizada es un valor medio esperable en un intervalo horario para un cierto día del año. Además la velocidad del viento se ha supuesto constante. Dado que los valores usados para el diseño corresponden a la medida de estos factores no estacionarios, los resultados del proyecto deben interpretarse como una primera caracterización del comportamiento de la planta. El diseño y la evaluación de la planta teniendo en cuenta comportamientos transitorios es complejo y queda fuera del alcance de este proyecto.

Para concluir, cabe destacar que estas instalaciones usadas para el diseño de la planta resultan viables técnicamente. Pero desde el punto de vista económico es probable que la planta no sea completamente autosostenible y su ejecución esté supeditada a la voluntad política del momento. Esto es así debida a que se requiere una gran inversión inicial que penaliza el coste de la energía eléctrica producida.

10.3) COSTE DE REALIZACIÓN DEL PROYECTO

El presente apartado realiza una estimación del coste de la realización del informe del proyecto. Dicho coste tiene en cuenta el periodo de uso de los recursos informáticos, las horas de ingeniería necesarias, así como las horas de consultaría llevadas a cabo con el director del proyecto.

Además se incluye la amortización de equipos informáticos, el coste de la adquisición de las licencias informáticas y la renovación de las mismas.

Otros gastos, como pueden ser la electricidad, la conexión a Internet, la limpieza de la oficina de trabajo, etc. no se estiman para el cálculo del coste del proyecto, sino que se incluyen dentro del concepto “gastos generales”.

En la tabla 24 se resume el cálculo del coste de realización del proyecto.

COSTE DE REALIZACIÓN DEL PROYECTO					
Concepto	Unidad (U)	Cantidad	Precio (€/U)	Precio (€)	Notas
Horas de ingeniero	h	800	15€	12000	Ingeniero junior
Consultas al director del proyecto	h	30	100€	3000	Ingeniero senior
Equipos informáticos		1	2000€	400	2000€ amortizables en 5 años
Licencias de software		4	400	1600	
Material de oficina				200	
Desplazamientos	km	3380	0,3	1014	Considerando 8 viajes de ida/vuelta de Cilleruelo de Abajo (Burgos) a Leganés
Gastos generales				4554	25% del total (incluye luz, agua, ADSL, etc.)
COSTE TOTAL			Eur.	22768	

Tabla 24: Estimación del coste de realización del proyecto.

10.4) LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN.

En este último apartado del informe se proponen las siguientes líneas de estudio para profundizar en el diseño y caracterización de la planta termosolar del presente proyecto fin de carrera.

1º) Un diseño detallado de la central debe incluir el efecto de las pérdidas de calor en las condiciones de sal fundida y en los elementos de la planta, incluidos los depósitos de acumulación. Debido a esto, una línea importante de desarrollo conlleva realizar el cálculo de las pérdidas de calor a lo largo del día y el diseño de los elementos de aislamiento para minimizar dichas pérdidas.

2º) En cuanto al apuntamiento de los helióstatos sobre el receptor, una futura línea de desarrollo es la optimización de la distribución de dicho apuntamiento para así maximizar la potencia absorbida sin superar la temperatura máxima de resistencia del material de los tubos.

3º) Unido al apartado anterior de optimización de la estrategia de apuntamiento, otro estudio que se propone es el estudio de diversas configuraciones del campo de helióstatos y el análisis detallado del efecto de interferencia entre helióstatos y de la sombra proyectada por la torre. También resultaría de gran interés encontrar la mejor ubicación de los helióstatos en el campo para maximizar la captación de la irradiación solar y reducir el número de helióstatos necesarios.

4º) Un estudio que debe abordarse en los diseños más detallados de la planta es el uso de ciclos de vapor con recalentamiento y regeneración capaces de mejorar el rendimiento de la planta. Indudablemente estas mejoras se basan en aumentar la complejidad y el coste de las instalaciones. Por consiguiente esta línea de trabajo está también ligada a un análisis termoeconómico de la planta para conocer el impacto de las mejoras propuestas sobre el coste de la energía producida.

5º) Otra línea de desarrollo del proyecto puede ir encaminada a analizar la potencia que puede generar la central de forma no estacionaria. Con esto se pretende tener en cuenta los efectos de la acumulación de calor en los diversos elementos de la planta durante el arranque y parada de la instalación, durante perturbaciones transitorias en la energía absorbida solar debido al paso de nubes, a la lluvia o la variación de la velocidad del viento.

11) BIBLIOGRAFÍA

- Incropera, Frank P; De Witt, David P: “Fundamentos de la transferencia de calor”. Cuarta Edición, Pentice Hall (1999).
- Duffie, Jhon A: “Solar engineering of thermal processes”. Tercera Edición, Wiley (2006).
- Moran, Michael J; Shaphiro, Howard N: “Fundamentos de termodinámica técnica”. Segunda Edición, Editorial Reverté (2004).
- Kalogirou, Soteris: “Solar Energy Engineering: Processes and Systems”. Elsevier (2009)
- Barbero, C: “Molten salts receivers – a new frontier for CSP”. – Sun–Wind Energy, pág 90-91 (2011)
- Espejo Marín, Cayetano; García Marín, Ramón: “La energía solar termoeléctrica en España”. Anales de Geografía, vol. 30, núm. 2, pág. 81-105 (2010).
- Valiente Bardenas, A: “Aplicaciones de transferencia de calor”. (2005).
- Ramirez, D; Arias, S; Burgaleta, J.L.: “Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salts storage”. SolarPACES Congress (2011).
- Martorell, I; Gil, A; Medrano, M; Potau, X; Cabeza, L.F.: “State of the art on high temperature thermal energy storage for the power generation”. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, pág 56-72 (2010).
- Jutglar, Luis: “Energía solar”. Ediciones Ceac (2004).
- Fernández García, A; Zarza, E; Valenzuela, L; Pérez, M: “Parabolic-trough collectors and their applications”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pág 1695-1721 (2010).
- FENERCOM: “Guía técnica de la energía solar termoeléctrica”. (2012)
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo: “Plan de Energías Renovables 2011-2020”. (2011)
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo: “Plan de Energías Renovables 2005-2010”. (2005)
- Greenpeace Internacional: “Energía solar térmica de concentración. Perspectiva Mundial 2009”. (2009)
- Teoría proporcionada en las siguientes asignaturas de la carrera de Ing. Tec. Ind. Esp Mecánica: Termodinámica Industrial, Ingeniería Térmica I, Ingeniería Térmica II y en Máquinas y Centrales Térmicas.

- Renewable energy World: “<http://www.renewableenergyworld.com/>” Fecha de consulta: 18/02/2013
- Datos de radiación solar proporcionados por el Instituto de la Energía y el Transporte de la Comisión Europea: Fecha de consulta: 01/03/2013
<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&map=europe>
- The Energy Library: <http://theenergylibrary.com> Fecha de consulta: 15/02/2013
- Protermosolar: www.protermosolar.com Fecha de consulta: 24/06/2014
- Biotecnología Práctica y Aplicada: <http://bioreactorcrc.wordpress.com/2008/01/> Fecha de consulta: 10/02/2013
- REE: , [<http://www.ree.es/es/sala-de-prensa/notas-de-prensa/2013/12/la-demanda-de-energia-electrica-desciende-un-2-1-en-2013>]
- MATLAB V 7.0 (<http://www.mathworks.es/products/matlab/>)

ANEXO 1

PROGRAMA DETALLADO PARA EL CÁLCULO DEL ÁNGULO TOTAL DE REFLEXIÓN, EN MATLAB

```
1. function [It,Umax]=calculoit_func(Io,H,delta,Nu,Nv)
% Parámetros modificables
2. fi=40;
3. Ah=121;
% Defino el número de helióstatos.
4. num=[1:1:2600];
5. NUM=num';
% Defino la posición de cada helióstato
7. posx=[-585:30:585];
8. xpos=[-585:30:585];
9. for i=1:1:64;
    [z]=[posx]+0*(i);
    [xpos]=[xpos z];
    end
10. XPOS=xpos';
11. v(1:40)=1505;
12. ypos(1:40)=1505;
13. for i=1:1:64,
    [a]=[v]-(i)*30;
    [ypos]=[ypos a];
    end
14. ypos;
15. YPOS=ypos';
% Defino los ángulos necesarios y calculo los que hacen falta
16. epsilon=90-fi;
17. epsilonrad=epsilon*pi/180;
18. deltarad=delta*pi/180;
19. gamma=atan2(XPOS,YPOS);
% Tengo que tener en cuenta que el programa calcula los ángulos positivos al nordeste
  y al sureste, mientras que negativo al noroeste y suroeste y tienen que ser positivos
  al noreste y suroeste y negativos en los otros dos
20. A=mat2cell(gamma,[2040 560],[1 0]);
21. aaa=A{1,1};
22. aaaa=A{2,1}*(-1);
23. gammabueno=[aaa;aaaa];
% Divido la matriz del ángulo gammabueno en 2 partes, los helióstatos que se
  encuentran al norte por un lado y los del sur por otro ya que el ángulo delta que
  tenemos tiene diferente criterio de signos al norte y al sur
24. C=mat2cell(gammabueno,[2040 560],[1 0]);
25. F=C{1,1}-deltarad;
26. I=C{2,1}+deltarad;
% Reagrupo la matriz del ángulo gammas
27. gammas=[F;I];
% Calculo las distancias, tanto la que hay en el suelo(d) como la que hay hasta la
  punta de la torre(D)
```

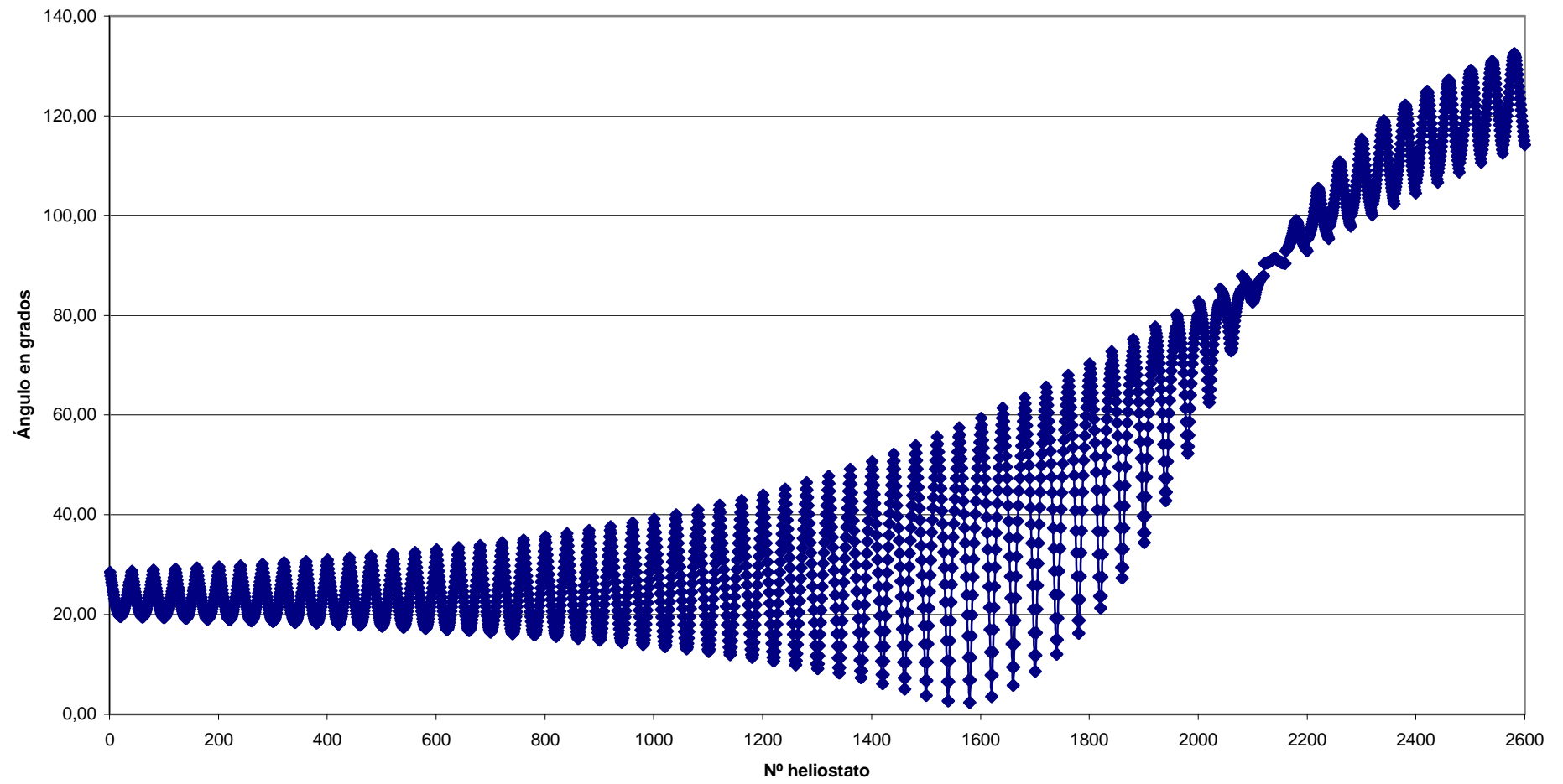
```

28. d=sqrt(XPOS.^2+YPOS.^2);
29. D=sqrt(XPOS.^2+YPOS.^2+H.^2);
30. beta=acos(d./D);
% Empiezo a calcular los datos necesarios para llegar al ángulo 2teta, las variables
% "aux" se usan para evitar que dé errores el programa.
31. f=d.*cos(gammas)./cos(epsilon rad);
32. r=d.*cos(gammas).*tan(epsilon rad);
33. aux2=(H-r).^2;
34. aux3=d.*sin(gammas);
35. aux4=aux2+(aux3).^2;
36. g=sqrt(aux4);
37. aux5=D.^2+f.^2-g.^2;
38. aux6=2*D.*f;
39. aux7=aux5./aux6;
40. teta=acos(aux7);
41. tetagrados=teta*(180/pi);
% Creo una gráfica para en la que se vea el ángulo 2teta para cada helióstato
42. plot(tetagrados, '*');

```

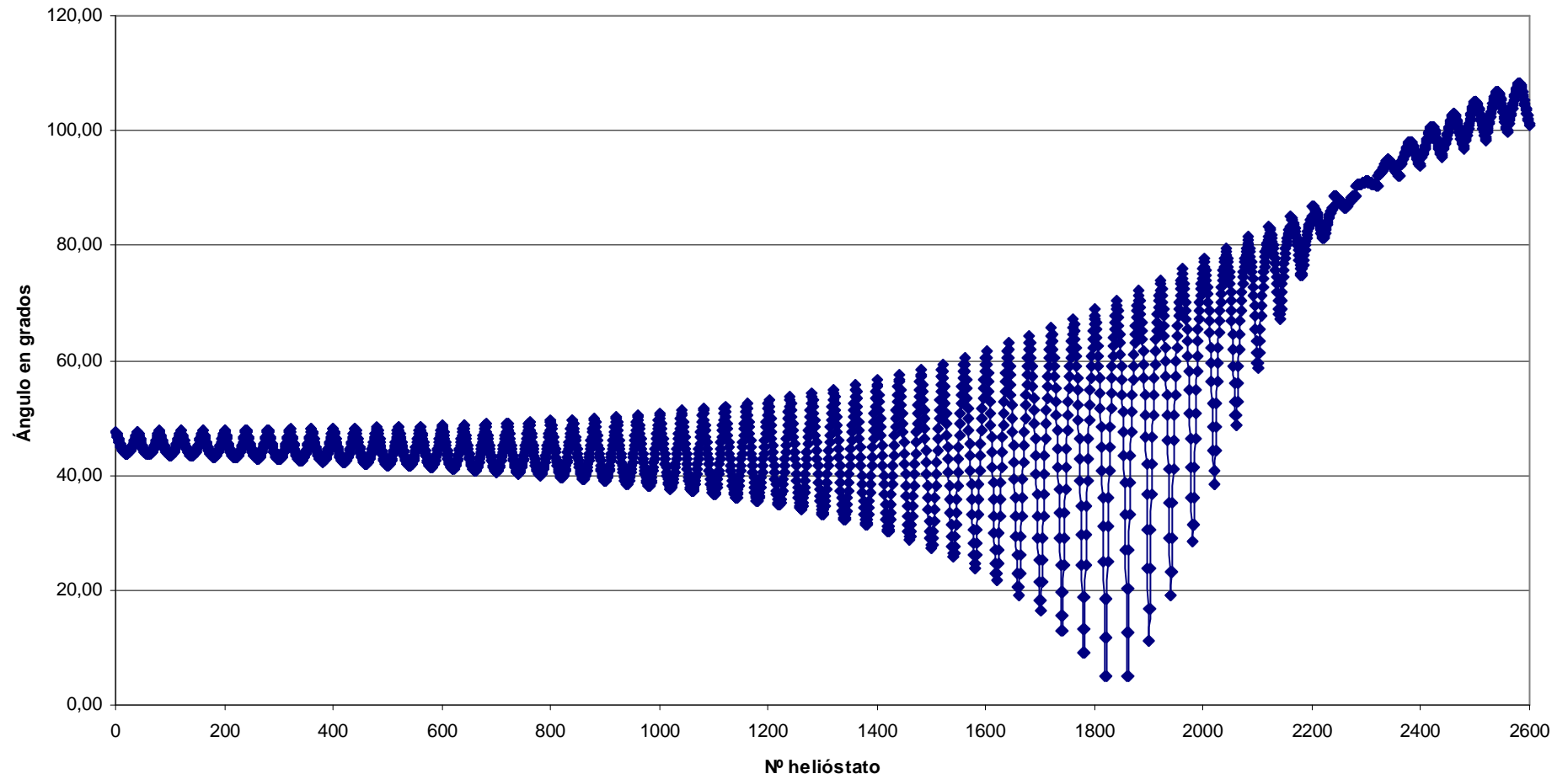

ANEXO 2: Representación del ángulo total de reflexión en función de diferentes latitudes
Reykiavik (Islandia), latitud 64.14° N

Ángulo 2teta, para delta=0

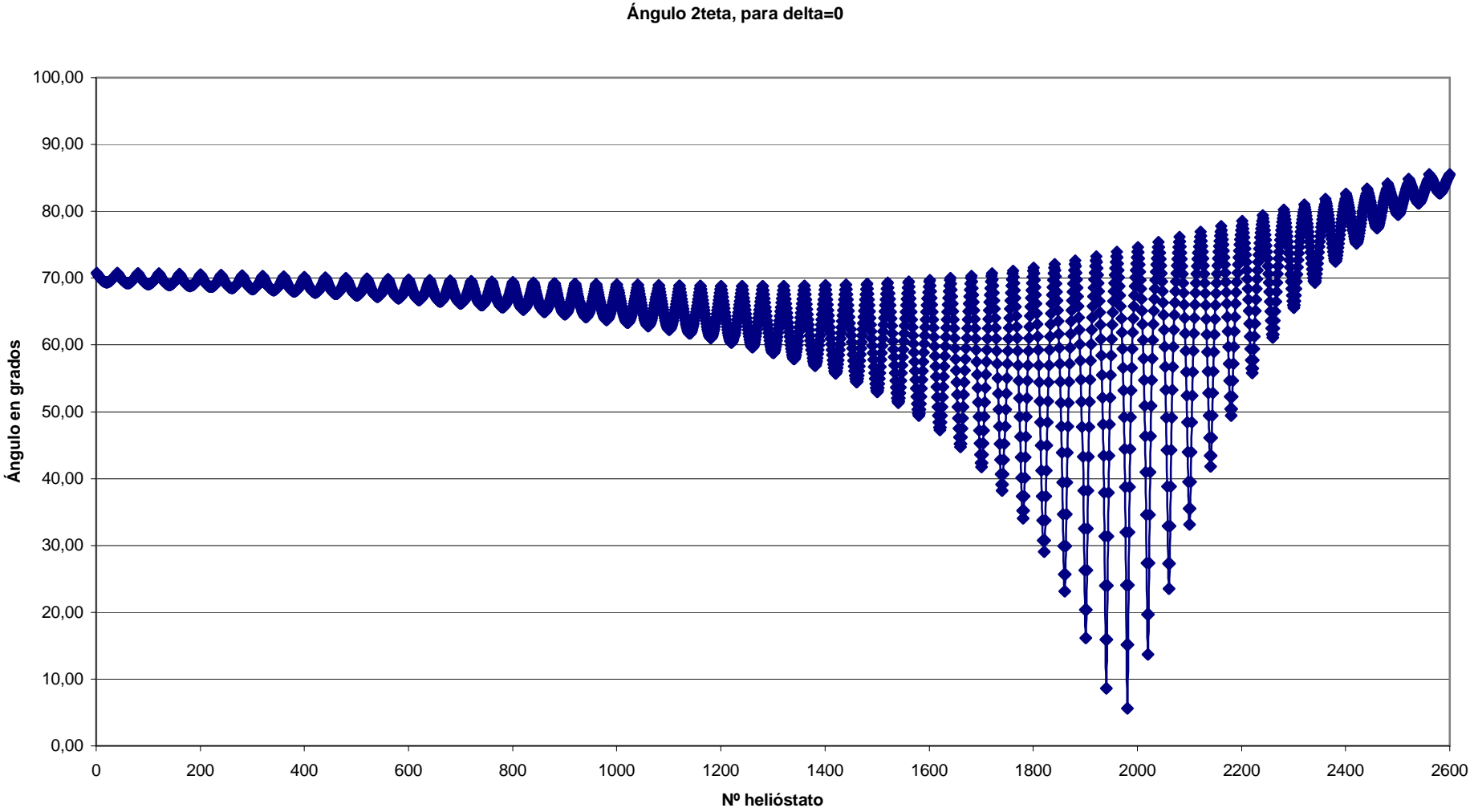


Madrid (España), latitud 40°N

Ángulo 2teta, para delta=0

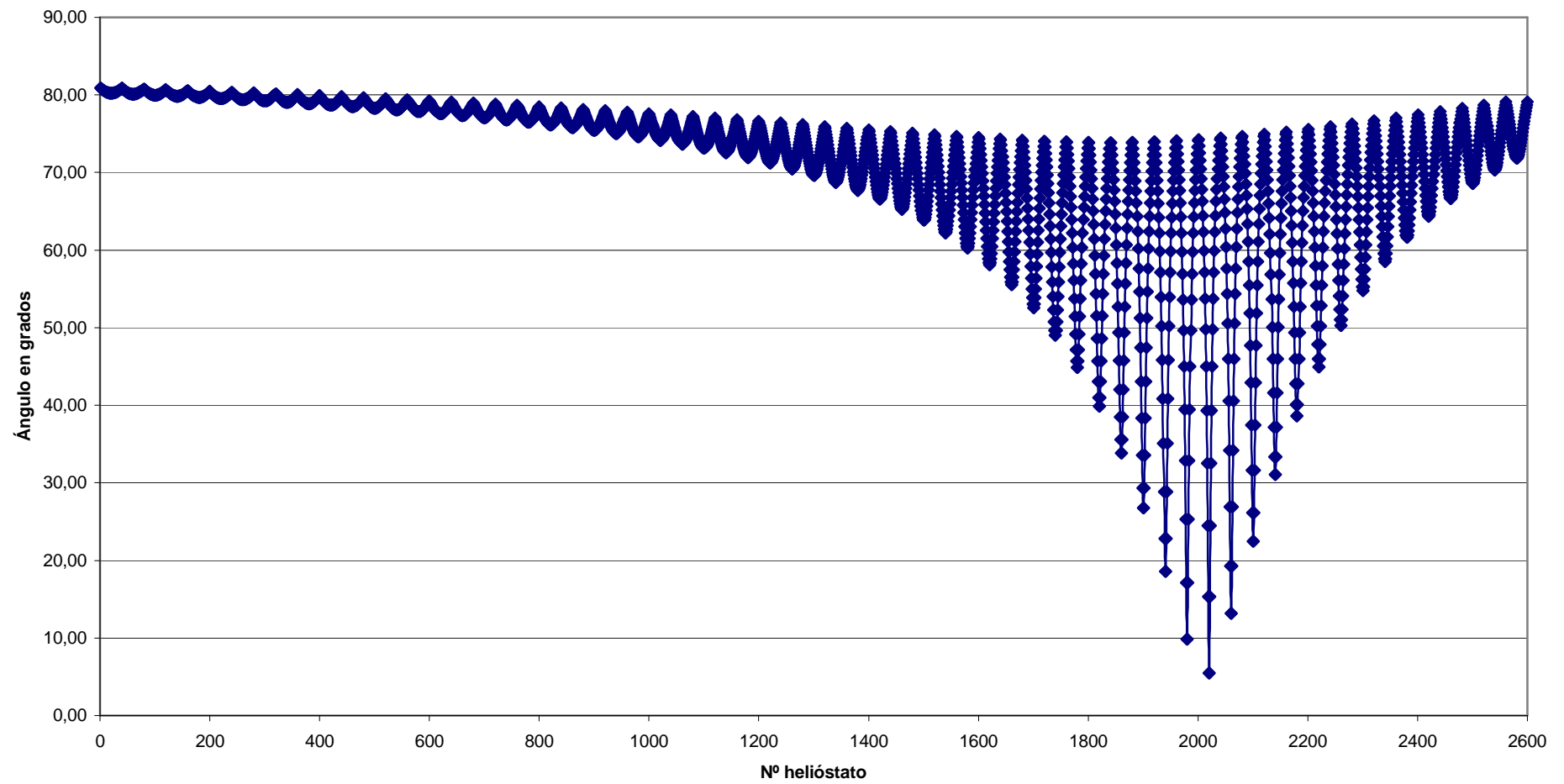


Dakar (Senegal), latitud 14.38° N



Yaundé (Camerún), latitud 3.52° N

Ángulo 2teta, para delta=0



ANEXO 3: PROGRAMA DE MATLAB REALIZADO PARA CALCULAR LA RADIACIÓN INCIDENTE SOBRE LA TORRE

```
% Conociendo el angulo 2teta antes calculado procedo al calculo de It
1. alfa=atan2(YPOS,XPOS);
% Tengo que usar un alfa que recorra de 0 a 2Pi rad
2. B=mat2cell(alfa,[2040 560],[1 0]);
3. bbb=B{1,1};
4. bbbb=2*pi+B{2,1};
5. alfabueno=[bbb;bbbb];
6. sigma=0.006*D;
7. Ap=Ah*cos(teta/2);
8. Ip=Io*Ap;
9. Uo=alfabueno*3.5;
10. Vo=6.5;
11. Umax=7*pi;
12. Vmax=13;
%Nu=20; %número de posiciones horizontales sobre receptor
%Nv=21; %número de posiciones verticales sobre receptor
13. for i=1:Nu,
    U(i)=(i-1)*Umax/Nu;
    for j=1:Nv
        V(j)=(j-1)*Vmax/(Nv-1);
        Nk=length(Uo);
14. s=zeros(Nk,1);
15. visual=zeros(Nk,1);
16. for k=1:Nk
    if abs(U(i)-Uo(k))<Umax/4; %menos de 90° se coge la distancia s1
        s(k,1)=(U(i)-Uo(k)).^2+(V(j)-Vo).^2;
        visual(k,1)=1;
    elseif (Umax-abs(U(i)-Uo(k)))<Umax/4, %más de 270° se coge s2
        s(k,1)=(Umax-abs(U(i)-Uo(k))).^2+(V(j)-Vo).^2;
        visual(k,1)=1;
    end,
17. end,
    x=sigma.^2;
    y=s./(2*x);
    z=sqrt(pi*2*x);
    w=Ip./z;
    Ih=visual.*w.*exp(-y);
    It(j,i)=sum(Ih);
end,
end
% Se realiza el gráfico de la radiación solar proyectada sobre el receptor.
18. figure(2);
19. surf(It)
20. colormap(jet)
21. figure(3);
22. pcolor(It)
23. shading interp
24. colormap(jet)
```

ANEXO 4: PROGRAMA DE MATLAB REALIZADO PARA EL DISEÑO DEL SOBRECALENTADOR DE CALOR DE LA CENTRAL

```
%PARAMETROS MODIFICABLES
1. Dcar=0.5;
2. Lbaffle=0.375;
3. kt=30;
4. dtpul=1;
5. dtubo= dtpul*0.0254;
6. Pt=dtubo*2;
7. espesor=0.0015;
8. dtuboint=dtubo-2*espesor;
9. Nt=75;
10. Np=2;
11. Tea=263.99;
12. Tsa=385.12;
13. Tes=500;
14. vsal=2.564;
15. magua=13.47;
16. msal=126.74
17. To=475.57;
18. nb=0.8;
19. nt=0.90;
20. P=0.75;
%El valor de Na es el numero de tubos q hay en un haz en la torre
21. Na=25;
22. dt=0.04;
23. e=0.0015;
24. dint=dt-2*e;
25. TmediasalC=(To+Tes)/2;
26. Tmediasal=TmediasalC+273;
% Códigos para el cálculo de las propiedades del agua y de la sal
27. k = k_salts(Tmediasal);
28. cp = cp_salts(Tmediasal);
29. mu = mu_salts(Tmediasal);
30. rho = rho_salts(Tmediasal);
31. densidadsal=rho;
32. cpsal=cp
33. Tagua=(Tea+Tsa)/2;
34. kagua = k_agua(Tagua);
35. muagua = 2.09531E-05;
36. rhoagua = 20.54;
37. cpagua = 2867.53;
38. densidadagua=rhoagua;
39. Tss=Tes-((magua*cpagua*(Tsa-Tea))/(msal*cpsal))
40. P=(Tss-Tes)/(Tea-Tes)
41. R=(Tsa-Tea)/(Tes-Tss)
%Entrando en la tabla para el calculo del numero de carcassas y pasadas F>0.8
42. F=0.97;
43. Q=msal*cp*(Tes-Tss)
44. Tml=((Tes-Tsa)-(Tss-Tea))/(log((Tes-Tsa)/(Tss-Tea)))
```


%Calculo h1 lado carcasa

$$45. De = (4 * (0.86 * Pt * Pt - (\pi * dtubo * dtubo / 4))) / (\pi * dtubo)$$

$$46. Ss = (Dcar / Pt) * (Pt - dtubo) * Lbaffle$$

$$47. Re1 = (magua * De) / (Ss * \mu_{agua})$$

$$48. Pr1 = (\mu_{agua} * c_{p_{agua}}) / k_{agua}$$

$$49. Nu1 = 0.36 * Re1^{0.55} * Pr1^{1/3}$$

$$50. h1 = k_{agua} * Nu1 / De$$

%Calculo h2 lado tubos

$$51. u2 = (4 * m_{sal}) / (Nt * \pi * dtuboint * dtuboint * densidad_{sal})$$

$$52. Re2 = u2 * densidad_{sal} * dtuboint / \mu$$

$$53. Pr2 = \mu * c_p / k$$

%El n° de Reynolds es mayor a 2300, por lo que se considera flujo turbulento, y debido a que la sal se enfría el valor de n para la correlación de Dittus Boelter es n=0.3

$$54. Nu2Dittus = 0.023 * Re2^{0.8} * Pr2^{0.3}$$

%Si utilizamos la correlacion de Gnielinski, necesitamos conocer el factor de fricción, que ello utilizaremos la correlación de Petukov

$$55. f = (0.79 * \log(Re2) - 1.64)^{-2};$$

$$56. Nu2G = ((f/8) * (Re2 - 1000) * Pr2) / (1 + 12.7 * (f/8)^{0.5} * (Pr2^{2/3} - 1))$$

$$57. h2 = Nu2Dittus * k / dtuboint$$

$$58. U = ((dtubo / (h2 * dtuboint)) + ((dtubo * \log(dtubo / dtuboint)) / (2 * kt)) + (1 / h1))^{-1}$$

%Calculo del area y de la longitud de los tubos

$$59. A = 1.3 * Q / (U * T_{ml} * F)$$

$$60. Lt = A / (Nt * \pi * dtubo * Np)$$

ANEXO 5: PROGRAMAS PARA EL CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AGUA Y DE LA SAL

Programa diseñado para el cálculo de la densidad del agua.

```
1. function rhoagua = rho_agua(Tagua);
2. T=(Tagua*9/5)+32;
3. rho1=62.7538-3.5347e-3*T-4.8193e-5*T^2;
4. rhoagua=rho1*16.0185;
```

Programa diseñado para el cálculo del calor específico del agua.

```
1. function cpagua = cp_agua(Tagua);
2. T=(Tagua*9/5)+32;
3. Cp1=1.007-1.788e-4*T+3.0005e-7*T^2+1.1354e-9*T^3;
4. cpagua=Cp1*4187;
```

Programa diseñado para el cálculo de la viscosidad dinámica del agua.

```
1. function muagua = mu_agua(Tagua);
2. T=(Tagua*9/5)+32;
3. mu1=-0.23535+208.65/T-2074.8/T^2;
4. muagua=mu1*1.4879/3600;
```

Programa diseñado para el cálculo de la conductividad térmica del agua.

```
1. function kagua = k_agua(Tagua);
2. T=(Tagua*9/5)+32;
3. k1=0.31171+6.2278e-4*T-1.1159e-6*T^2;
4. kagua=k1*1.7307;
```

Programa diseñado para el cálculo de la densidad de la sal.

```
1. function rho = rho_salts(T)
2. vector_T=[270+273.15:10:530+273.15]';
3. vector_rho=[1918.28; 1911.28; 1905.56; 1899.20; 1892.84; 1886.48;1880.12; 1873.76;
1867.40; 1861.04; 1854.68; 1848.32; 1841.96; 1835.60; 1829.24; 1822.88; 1816.52; 1810.16;
1803.80; 1797.44;1791.08; 1784.72; 1778.36; 1772.00; 1765.64; 1759.28; 1752.92];
% spline interpolation
4. if T<270+273.15
    rho = interp1(vector_T,vector_rho,T,'spline',1918.28);
    % warning('Temperature is bellow the limit')
5. elseif T>530+273.15
    rho = interp1(vector_T,vector_rho,T,'spline',1752.92);
    % warning('Temperature is over the limit')
6. else
    rho = interp1(vector_T,vector_rho,T,'spline');
7. end
```

Programa diseñado para el cálculo del calor específico de la sal

```
1. function cp = cp_salts(T)
2. vector_T=[270+273.15:10:530+273.15]';
3. vector_cp=[1489; 1491; 1493; 1495; 1496; 1498; 1500; 1501; 1503; 1505; 1507; 1508;
1510; 1512; 1514; 1515; 1517; 1519; 1520; 1522; 1524; 1526; 1527; 1529; 1531; 1532;
1534];
% spline interpolation
4. if T<270+273.15
    cp = interp1(vector_T,vector_cp,T,'spline',1489);
    % warning('Temperature is bellow the limit')
5. elseif T>530+273.15
    cp = interp1(vector_T,vector_cp,T,'spline',1534);
    % warning('Temperature is over the limit')
6. else
    cp = interp1(vector_T,vector_cp,T,'spline');
7. end.
```

Programa diseñado para el cálculo de la viscosidad dinámica de la sal.

```
1. function mu = mu_salts(T)
2. vector_T=[270+273.15:10:530+273.15]';
3. vector_mu=[0.004041; 0.003761; 0.003502; 0.003263; 0.003043; 0.002841; 0.002657;
0.002489; 0.002336; 0.002199; 0.002075; 0.001964; 0.001864; 0.001776; 0.001699; 0.00163;
0.00157; 0.001518; 0.001472; 0.001433; 0.001398; 0.001367; 0.001339; 0.001314; 0.00129;
0.001267; 0.001243];
% spline interpolation
4. if T<270+273.15
    mu = interp1(vector_T,vector_mu,T,'spline',0.004041);
    % warning('Temperature is bellow the limit')
5. elseif T>530+273.15
    mu = interp1(vector_T,vector_mu,T,'spline',0.001243);
    % warning('Temperature is over the limit')
6. else
    mu = interp1(vector_T,vector_mu,T,'spline');
7. end
```

Programa diseñado para el cálculo de la conductividad térmica del agua.

```
1. function k = k_salts(T)
2. vector_T=[270+273.15:10:530+273.15]';
3. vector_k=[0.444; 0.444; 0.444; 0.444; 0.444; 0.444; 0.444; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443;
0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443; 0.443;
0.443; 0.443; 0.443];
% spline interpolation
4. if T<270+273.15
    k = interp1(vector_T,vector_k,T,'lineal',0.444);
    % warning('Temperature is bellow the limit')
5. elseif T>530+273.15
    k = interp1(vector_T,vector_k,T,'lineal',0.443);
    % warning('Temperature is over the limit')
6. else
    k = interp1(vector_T,vector_k,T,'lineal');
7. end
```

ANEXO 6: PROGRAMA DESARROLLADO PARA EL PROCESO ITERATIVO DE CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE LOS TUBOS DEL RECEPTOR.

% Parámetros modificables

1. Tini=600;

2. NTt=500;

3. Nitermax=2000;

4. Tolrel=0.001;

% Creo la matriz que introduce la T^a de tubo para cada sección del receptor

5. Ttt(1:NTt)=Tini;

6. Ttt=[Ttt;Ttt;Ttt;Ttt;Ttt;Ttt;Ttt];

% Creo el bucle iterativo

7. for i=1:Nitermax

 [Tt,Tsalidatorrefinal,It]=qt_func_v3(Ttt);

 aux=Ttt-Tt;

 aux1=aux./Ttt;

 aux2=abs(aux1);

 maxaux1=max(aux2);

% monitorización de resultados

 maxaux1_v(:,i)=maxaux1;

 Ttmax_v(:,i)=max(Tt);

 Ttmin_v(:,i)=min(Tt);

 i

 Tsalidatorrefinal

8. if maxaux1<Tolrel

9. break

10. end

11. Ttt=real(Tt);

12. end

% La temperatura de salidad de la sal de la torre

13. Tt;